


FONDO PROVINCIA


BIBLIOTECA PROVINCIALE
Armadio
Palchetto
Num.° d'ordine 5

B. Prod
II
1783

TRAITÉ
THÉORIQUE ET PRATIQUE
DES
MOTEURS HYDRAULIQUES

PAR ARMENGAUD AINE
INGÉNIEUR
ANCIEN PROFESSEUR AU CONSERVATOIRE IMPÉRIAL DES ARTS ET MÉTIERS

NOUVELLE ÉDITION, ENTIÈREMENT REFONDUE



PARIS

CHEZ L'AUTEUR
RUE SAINT-SÉBASTIEN 45

VICTOR DALMONT
QUAI DES AUGUSTINS, 49

Et chez les principaux Libraires de la France et de l'Étranger

1858



CHAPITRE VII

DES TURBINES OU ROUES HORIZONTALES

On a remarqué que les divers systèmes de récepteurs hydrauliques que nous avons décrits précédemment sont tous disposés sur des axes horizontaux, et qu'ils reçoivent l'eau sur une faible partie de leur circonférence. Ils sont par cela même volumineux comparativement à la quantité d'eau qu'ils peuvent dépenser, et tournent à des vitesses de rotation relativement faibles. De plus, l'admission ainsi que la sortie de l'eau ont lieu suivant des génératrices parallèles à l'axe. Enfin, la plupart de ces roues fonctionnent presque entièrement hors de l'eau ; elles ne peuvent marcher noyées qu'à de faibles profondeurs, et craignent par conséquent les crues et les gelées; de sorte qu'elles sont susceptibles d'éprouver des temps de chômage à certaines époques de l'année, et d'occasionner par suite des interruptions de travail dans les usines où elles sont montées.

Il nous reste à décrire un genre de récepteur qui, en évitant une grande partie des inconvénients reprochés aux roues précédentes, a pris une très-grande place dans les applications des chutes d'eau. Ce sont les roues horizontales ou *turbines à axe vertical*, qui, quoique connues depuis longtemps, ont été peu répandues jusqu'au moment où des ingénieurs capables et persévérants ont apporté à ce système des modifications, des améliorations tellement importantes qu'ils en ont fait de très-bons moteurs.

Les turbines perfectionnées présentent, en effet, dans la pratique, de grands avantages qui ont été déjà appréciés par un grand nombre d'industriels. Ainsi elles peuvent tourner sous l'eau, nonobstant les crues ou les gelées; admettant l'eau le plus souvent par toute la circonférence à la fois et la rejetant de même, elles ont le mérite de pouvoir être notablement réduites de volume. Elles fonctionnent, en outre, à des vitesses proportionnellement très-grandes, ce qui permet de simplifier notablement les transmissions de mouvement. Elles peuvent s'établir sur toute espèce de chute et continuer à marcher malgré les variations de niveau et de dépense d'eau, abstraction faite toutefois de l'effet utile obtenu.

En présence de tant d'avantages, il peut, tout d'abord, paraître étrange que l'on n'emploie pas aujourd'hui ce système de moteur, d'une manière exclusive, préférablement à tous les autres. Mais il est bon d'observer à cet égard que, dans bien des cas, la turbine n'est pas encore arrivée à donner un rendement égal à celui

que l'on réalise avec une bonne roue à augets ou avec une roue de côté bien établie.

Lorsqu'on possède une chute d'eau dans des conditions favorables, que la rivière n'est pas susceptible d'éprouver de grandes variations, et que la hauteur de chute comme le volume d'eau disponible permettent d'établir, soit une roue en déversoir, soit une roue en dessus, on peut la préférer à une turbine, parce qu'on est certain d'obtenir un plus grand effet utile (1).

Il faut convenir d'ailleurs que les turbines ne sont pas encore d'une construction tellement simple, tellement facile, qu'elles puissent être exécutées par le premier mécanicien venu, ou qu'elles puissent même être entretenues, comme on le voit partout pour les roues en bois, par un charpentier ou par un serrurier.

L'emploi de ce genre de moteur est encore relativement trop récent pour être bien connu. Il faut évidemment des années pour qu'il puisse se répandre et se faire généralement adopter. Ce n'est pas qu'il n'en existe déjà un grand nombre, mais l'exécution est due jusqu'ici à des constructeurs intelligents qui en ont fait une étude particulière, et qui ont acquis sur ce point une expérience que n'ont pas la plupart des mécaniciens.

Nous espérons propager la connaissance exacte de ces récepteurs importants, par la publication complète que nous en donnons, et par les détails pratiques des systèmes qui ont produit les meilleurs résultats.

Mais, avant de décrire ces principaux systèmes, il nous a paru utile de rappeler les plus anciens, qui, quoique connus sous des noms différents, n'en doivent pas moins être classés dans les turbines ou roues hydrauliques à axe vertical, et qui d'ailleurs présenteront, nous n'en doutons pas, pour plusieurs de nos lecteurs, un certain intérêt historique.

Telles sont, par exemple, les *roues à cuillers, à cuve*, celles *dites à poire*, les *machines à réaction*, le *levier hydraulique*, etc. Quelques-uns de ces appareils ont été décrits dans le traité intitulé : l'*Architecture hydraulique de Belidor*, qui a paru vers la fin du dernier siècle, et dont le 1er volume a été réédité en 1819, avec des notes fort étendues de M. Navier, sur les principes relatifs à l'étude de ces genres de moteurs.

ANCIENNES ROUES HORIZONTALES

Il existe, depuis des siècles, en diverses contrées, et particulièrement dans le midi de la France, des usines et surtout des moulins à blé, mis en action directement par le moteur hydraulique même, sans aucun intermédiaire de poulies ou d'engrenages. L'axe vertical de la roue se prolonge au-dessus, et porte à son sommet la meule courante. Si ces récepteurs n'ont pas l'avantage de produire un grand

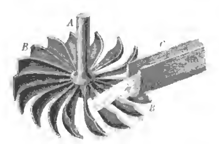
(1) Nous résumons plus loin, dans un dernier chapitre, les avantages et les inconvénients que présente dans la pratique chaque système de moteur hydraulique en montrant les différentes circonstances dans lesquelles il convient de faire l'application de l'un ou de l'autre.

effet utile, ils ont, au moins, le mérite de simplifier considérablement la transmission de mouvement.

Bélidor distingue, dans son ouvrage, deux variétés principales de ces roues qu'il nomme, l'une *roue à cuillers*, et l'autre, *roue à cuve*. Nous en donnons des exemples par les fig. 43 et 44 ci-après.

Roues a cuillers (fig. 43). — Notre vignette représente l'une des roues qui ont été établies dans un moulin à blé à Briançon, où elles actionnaient chacune une paire de meule. Elles se composaient d'un axe vertical A, à la partie inférieure duquel se rattachaient des palettes B, présentant à la circonférence une inclinaison à peu près héliçoïdale. Ces palettes n'étaient pas exactement droites, mais courbes dans la direction des rayons, et courbes également dans le sens de leur largeur avec une certaine inclinaison par rapport à l'axe de rotation, de façon à représenter des espèces de cuillers. Ces palettes étaient, dans bien des cas, complètement isolées à la circonférence, comme le montre la figure suivante; mais elles étaient aussi quelquefois réunies par une couronne.

Fig. 43.



L'eau était amenée par un conduit découvert C, qui la dirigeait contre les palettes, qu'elle choque près de leur extrémité, et avec la vitesse due à la hauteur de la chute. Ce chenal, qui consistait en une sorte de rigole, a été quelquefois remplacé par une *buse pyramidale*, d'où les moulins commandés par de telles roues ont aussi été désignés sous le nom de *moulins à trompe*, *à cannelle*, etc.

On comprend que sous l'influence du choc la roue prend un mouvement de rotation que son arbre transmet, avec une portion utilisée de la puissance disponible, à la meule fixée directement à l'extrémité supérieure de l'axe A.

Mais il est facile de reconnaître que de telles roues, dans lesquelles l'eau agit exclusivement par chocs, et où une grande partie se perd sans toucher les palettes, ne puissent utiliser qu'une faible partie de la force motrice disponible.

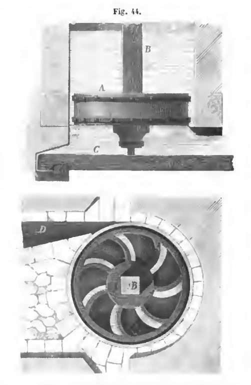
Des expériences faites à Toulouse, en 1822, par MM. Tardy et Piobert, ont, en effet, prouvé que leur rendement ne s'élevait, au maximum, qu'au tiers de la puissance brute de la chute d'eau.

Ces roues ont été très-répandues; on en trouve même des spécimen en Algérie, où les Arabes les ont appliquées à faire mouvoir des moulins. C'est, du reste, la disposition qui a dû se présenter la première à l'idée des praticiens comme étant la plus simple, et atteignant suffisamment son but lorsqu'on ne comptait pas avec la force motrice.

L'emploi de l'eau par son choc a été d'abord si générale que l'on rencontre encore quelques personnes, évidemment peu initiées au progrès de la science, qui ne veulent pas croire que l'on puisse en obtenir un meilleur effet en la faisant agir *sans qu'elle tombe de haut*, ou sans qu'elle agisse sur des roues de grands diamètres.

Roues a cuves (fig. 44). — Plus tard, on a substitué aux simples roues à cuillers

Fig. 44.



d'autres roues mieux établies et dont l'aspect extérieur semble annoncer de prime abord nos turbines modernes. On les a appelées *roues à cuve*, à cause de l'espèce de réservoir au-dessous duquel on les établit.

Un des exemples les plus remarquables des roues à cuve est le moulin, dit *du Basacle*, à Toulouse, qui comprend 25 paires de meules, commandées chacune par un moteur semblable désigné dans le pays sous le nom de *rodet* ou *rouet*.

La fig. 44 représente en élévation et en plan l'une de ces roues.

Elle est formée d'un bloc de bois d'orme, composé de deux parties rassemblées au moyen de deux cercles de fer. La masse est évidée à l'intérieur en laissant sept palettes courbes dont les éléments verticaux sont à peu près des hélices, et au centre un moyeu cylindrique traversé par un axe carré et vertical B.

Quelquefois, la couronne, les aubes et le moyeu sont exécutés séparément et assemblés de manière à ne former qu'un seul corps.

L'axe en bois se prolonge vers le haut pour porter directement la meule courante; et immédiatement au-dessous de la roue, il est muni d'un pivot par lequel il repose sur un levier en bois C servant à soulager ou à régler la meule courante qu'il porte à son sommet.

La roue est installée à la partie inférieure d'une sorte de puits ou *cuve* cylindrique en maçonnerie, dans lequel l'eau arrive par un canal latéral dont l'entrée occupe toute la hauteur à partir de la roue; l'une des parois de ce canal est tangente à la surface circulaire du puits.

Son embouchure est beaucoup plus petite, en section, qu'à son origine, près de la vanne de charge, ce qui fait que l'eau arrive dans le puits avec une vitesse considérable, qui la fait tourbillonner en suivant la paroi circulaire qu'elle tapisse, en quelque sorte; puis, en descendant, elle rencontre les aubes de la roue qu'elle entraîne dans son mouvement circulaire initial et s'écoule définitivement dans le bief d'aval en traversant la roue.

Sous ce rapport la fig. 44 ne reproduit pas absolument ce mode d'action de l'eau, que l'on a trouvé plus simple de figurer comme si elle établissait franchement son niveau au-dessus de la roue. Nous pensons que cette simple observation suffira pour éviter toute confusion à cet égard.

En définitive, on remarque dans ce système de moteur :

1° Que la roue a des aubes courbes dans les deux projections horizontale et verticale; la génératrice de l'aube n'est pas une droite ayant pour directrice une ligne courbe;

2° Que l'eau est amenée par un chenal découvert long et incliné, sur lequel elle court et frotte, ce qui détruit déjà une notable partie de la force vive ; et, en outre, ce mode d'action de l'eau sur la roue la classe évidemment dans la catégorie des moteurs marchant par percussion ou par chocs ;

3° Que l'admission de l'eau n'a lieu que par un seul chenal et sur un seul point de la circonférence;

4° Mais cette roue peut, à la rigueur, marcher noyée; et cette propriété fait qu'on l'emploie là où les chutes sont faibles. D'après d'Aubuisson, ce système de roue est très-employé sur la rivière l'Aude où les chutes ne sont que de 1m30 à 1m60, et où l'on place la roue, par ce motif, pour ne pas perdre de chute, au-dessous du niveau ordinaire des eaux;

5° Enfin, que cette turbine n'a comme vanne régulatrice, que celle placée en tête du coursier d'amenée, ce qui n'est pas propre à bien régler la puissance et la mettre en rapport avec la résistance.

Navier ajoute dans ses notes sur le *Traité d'architecture hydraulique de Bélidor*, le passage suivant au sujet de ce système de moteurs :

« Si l'on avait une grande quantité d'eau, on pourrait la faire arriver par plusieurs tuyaux ou bâches inclinées distribuées au pourtour de la roue dans des plans verticaux tangents à sa circonférence. On pourrait aussi, comme Euler l'a proposé, recevoir l'eau dans un réservoir cylindrique d'un diamètre égal à celui de la roue, placé verticalement au-dessus d'elle, au travers duquel l'axe de cette roue passerait, et d'où l'eau s'échapperait par un grand nombre d'ajutages inclinés, distribués à la circonférence du tambour. Il faudrait que l'entrée de ces ajutages fût *évasée*.

« Une disposition symétrique, par rapport à l'axe des conduits ou ajutages qui fournissent l'eau à la roue, aura cet avantage que l'effort du moteur ne causera sur les points d'appui de l'axe aucune pression latérale. Si l'effort de la résistance devait en causer une, on pourrait combiner la position des ajutages de manière que cette pression fût détruite par l'effet du moteur. »

Suivant Bélidor, les roues du *Basacle* ont 0^{m}98 de diamètre et 0^{m}27 de hauteur; leur axe en bois a 0^{m}16 de côté.

Si l'on cherche à se rendre compte de l'effet matériel de l'eau sur un tel moteur, on trouve que, devant persister à suivre la paroi circulaire du puits, par l'effet de la force centrifuge, il en doit résulter que le jeu qui peut exister entre cette paroi et la roue est une cause de fuite qui peut être très-grande et absorber une partie importante de l'eau motrice.

M. d'Aubuisson, dans son *Traité d'hydraulique*, dit à cet égard que l'on a établi des moteurs de ce genre dans lesquels la roue, au lieu d'être à l'intérieur de la cuve, se trouve justement au-dessous, d'où il résulte que pouvant lui donner un diamètre excédant même un peu celui de la cuve, le jeu nuisible, vertical, n'existe plus. On a aussi diminué la longueur du coursier d'amenée, en lui donnant 0^{m}30 au lieu de 2 à 4 mètres, et on l'a fait en fonte, ce qui a réduit notablement les maçonneries, autrefois très-considérables.

Le même savant appliquant les calculs théoriques aux roues à cuve, trouve que leur effet utile pourrait s'élever seulement à 0,25 de la puissance disponible, en admettant qu'il n'y ait aucune perte d'eau et que toutes les molécules liquides agissent également.

Mais comme les choses sont loin de se passer aussi régulièrement, l'effet réel obtenu est inférieur à celui indiqué par la théorie. MM. Tardy et Piobert, par leurs expériences sur deux roues du moulin du Basacle, n'ont trouvé qu'un rendement de 0,125 à 0,150; un autre moulin à cuve, *dit de l'Hôpital*, mieux organisé que ceux du Basacle, leur a donné moyennement 0,20, et quelquefois 0,25 à 0,27

Il pourra sembler étrange que les roues à cuve indiquées comme perfectionnement des roues à cuillers rendent moins qu'elles et soient néanmoins encore en usage. Mais il faut remarquer qu'elles sont plus solidement établies et mieux appro-

priées au service qu'on leur fait faire. D'autre part, elles peuvent marcher sous de faibles chutes, et même noyées ainsi que nous l'avons dit, ce qui ne peut pas avoir lieu avec les roues à cuillers.

En résumé, on ne doit pas compter avec ces roues sur plus du quart ou du cinquième de la force disponible brute. Malgré ce faible résultat, les roues à cuves sont conservées dans bien des localités à cause de la simplicité de leur établissement, bien entendu dans le cas où l'eau est, pour ainsi dire, à discrétion.

Nous pourrions citer d'autres moteurs, tels que les *danaïdes*, ou encore, les *roues a poire* composées d'un noyau conique portant des lames héliçoïdales et tournant à l'intérieur d'une cuve de même forme que lui. Mais ces moteurs, dont il n'existe plus guère d'exemples, ne présentent aussi aucun intérêt au point de vue du sujet des turbines modernes; et, après avoir cité pour mémoire les roues à cuillers et celles à cuves, nous rappelons que Bélidor entre, au sujet de tous ces moteurs, dans de très-grands détails, ayant d'ailleurs le mérite de l'actualité, quant à l'époque où ce savant écrivait.

MOTEURS HYDRAULIQUES A RÉACTION

Pendant que les moteurs généralement basés sur le choc d'une veine fluide, à part les roues verticales, étaient répandus et employés, on s'est préoccupé parmi les savants de créer d'autres moteurs où l'eau serait mieux utilisée que par le choc; et le principe que l'on croyait pouvoir mettre à profit était *la réaction*.

Pour bien faire comprendre en quoi consiste ce principe développé par l'eau, il suffira de se rappeler une expérience bien ancienne et connue sous le nom de *tourniquet hydraulique*.

Tourniquet hydraulique (fig. 45). — Soit un vase mobile A, en verre ou en métal, monté verticalement sur pivot au-dessus d'un bassin B, et armé à sa partie inférieure d'un tube horizontal *b*, dont les deux extrémités sont coudées dans le même plan; un montant ou pilastre en bois C sert de support à cet appareil.

Le vase étant rempli d'eau, dès qu'on ouvre le robinet *a* dont il est muni à la partie supérieure, la pression atmosphérique pouvant s'exercer librement sur la surface du liquide, l'écoulement s'effectue par les extrémités du tube *b* et le vase entier, y compris celui-ci, prend un vif mouvement de rotation, dans le sens indiqué par la flèche, c'est-à-dire dans la direction contraire de celle de l'écoulement.

Pour expliquer ce phénomène il faut supposer d'abord que les extrémités du tube *b* soient fermées, et chercher à se rendre compte des pressions que le liquide exerce sur tous les points du récipient, et particulièrement à l'intérieur du tube *b*.

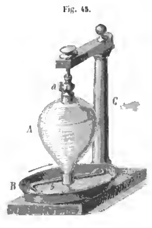
Dans cette partie, la pression due à la distance verticale qui existe depuis le tube jusqu'au niveau de l'eau, est évidemment la même sur les obturateurs que l'on supposerait appliqués aux orifices du tube et sur les fonds ou les coudes opposés à ces obturateurs; or, ces pressions se faisant équilibre, ainsi que toutes celles que l'on pourrait chercher dans chaque plan horizontal pris sur la hauteur de l'ap-

pareil, il est aisé de concevoir qu'il n'existe aucune cause de mouvement, tant que les orifices sont fermés.

Mais si l'on ouvre les orifices, c'est-à-dire si l'on supprime les obturateurs, la pression qu'ils supportaient n'existe plus, tandis qu'elle existe toujours sur les fonds ou coudes opposés, et comme, en vertu de la direction donnée à ces derniers, les pressions qu'ils supportent sont égales et contraires, en même temps qu'elles sont dirigées parallèlement entre elles, il en résulte nécessairement la rotation de l'appareil entier.

Il est à peine utile d'ajouter que si le tube *b* était droit, le mouvement n'aurait évidemment pas lieu puisque les ruptures d'équilibre seraient dans le cas de deux forces égales et contraires, mais agissant en ligne droite, ce qui annule réciproquement leur effet.

Fig. 45.



Le tourniquet hydraulique a donc pour principe de son mouvement ce que l'on désigne par *la réaction de l'eau.*

On peut caractériser cette propriété en disant qu'il y a un effet de réaction produit quand la force, cause du mouvement d'un corps, prend son point d'appui sur ce corps lui-même pour le produire.

On peut créer des machines ou des instruments mus par la réaction des gaz ou des vapeurs comme par celle de l'eau; ainsi le recul des armes à feu est causé par la réaction des gaz que développe l'inflammation de la poudre.

La possibilité de déterminer un mouvement de rotation au moyen de l'eau, sans la faire agir par chocs, a conduit des ingénieurs de divers pays à imaginer des machines basées sur ce principe. Entre autres nous citerons Segner, professeur de mathématiques à Gœttingue, qui, vers le milieu du dernier siècle, proposa une

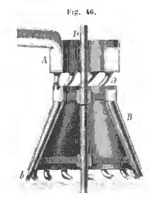
machine que l'on peut regarder comme étant ce même tourniquet hydraulique, mais muni de plusieurs branches disposées en rayons à la partie inférieure d'un vase cylindrique vertical.

Les recherches de Segner ayant été continuées plus tard par Euler père et fils, ces savants proposèrent à leur tour un appareil moteur perfectionné fondé sur le même principe, et publié dans les *Mémoires de l'Académie de Berlin*, en 1751.

On ne peut pas dire que cette machine ait une véritable analogie avec les turbines modernes; cependant, on a si souvent rappelé les travaux des deux Euler, à propos de turbines, que nous devons en donner une relation, au moins assez complète, pour mettre les lecteurs à même de juger le degré de comparaison que l'on peut établir; et ce n'est pas, du reste, trop faire pour ces illustres géomètres, quels qu'aient été pour nous les résultats directs de leurs recherches.

ROUE D'EULER. — La fig. 46 représente, en coupe verticale faite par l'axe, la roue de Léonard Euler, dessinée d'après la description qu'il en a donnée lui-même, et les figures très-imparfaites jointes à son mémoire.

Fig. 46.



Nous avons, en effet, cherché plutôt à réédifier l'idée qu'à reproduire seulement ces figures qui ne sont pas suffisantes pour bien comprendre à simple vue.

Néanmoins on voit que cette roue se compose de deux vases ou récipients A et B, superposés et concentriques; le premier est fixe et constitue le *distributeur* proprement dit, tandis que le second est le *récepteur* de la force motrice et tourne avec l'arbre central D sur lequel il est monté.

L'eau motrice est supposée amenée dans le vase supérieur fixe au moyen d'un conduit ou chenal C. Ce vase présente une capacité annulaire d'où le liquide s'échappe par une série de tubes obliques *a* qui le distribuent dans le vase inférieur; l'entrée ou la partie supérieure de celui-ci présente un vide annulaire semblable, duquel part une série de tuyaux coniques *b* dont les extrémités infé-

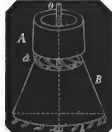
rieures sont recourbées horizontalement, mais toujours suivant la voie circulaire. Ces tuyaux sont maintenus entre les deux enveloppes métalliques minces, qui composent le vase, de façon à former un corps solide qui ne présente que des surfaces lisses à l'air dans le mouvement de rotation; prolongées au-dessus de l'extrémité supérieure des tubes *b*, ces enveloppes constituent l'entrée annulaire dans laquelle se déverse l'eau amenée par les conduits *a* du distributeur.

On voit donc que cette machine est une application du principe de la réaction de l'eau, telle qu'on vient de le reconnaître sur le *tourniquet hydraulique*.

L'eau qui s'échappe du réservoir supérieur par les conduits inclinés *a* remplit l'espace annulaire supérieur du vase mobile B, et s'écoule par les tuyaux *b*; mais ceux-ci, formant un coude à leur partie inférieure, représentent complétement les orifices expulseurs du tourniquet et donnent lieu de même à l'effort de recul développé par l'échappement du fluide, d'où résulte un mouvement de rotation continu en sens inverse de l'écoulement de l'eau.

Voilà bien, en résumé, en quoi consiste la machine hydraulique proposée par Léonard Euler, et modifiée, suivant les indications données depuis lui, par son fils, Albert Euler. Mais pour permettre d'apprécier plus exactement, s'il est possible, l'idée des deux célèbres géomètres, nous ajouterons à cette relation un extrait du mémoire original de Léonard Euler, avec un *fac-simile* de la figure qui l'accompagnait.

Fig. 47.



DESCRIPTION DE LA MACHINE HYDRAULIQUE.

« Soit o (fig. 47), l'axe vertical autour duquel la machine doit tourner uniformément; cette machine sera composée du plusieurs tuyaux semblables qui ont chacun leur embouchure en bas comme *b*, par lesquels l'eau s'échappe, et dont les ouvertures supérieures sont réunies dans l'espace annulaire *e*. Il sera bon d'enfermer tous ces tuyaux dans un tambour B d'une surface bien unie et polie par le dehors, afin que la résistance de l'air n'apporte pas d'obstacle à son mouvement. Ce tambour, creux en dedans, pour en diminuer le poids, sera relié à l'axe de rotation par des barres transversales, afin qu'il tourne avec lui.

« Or, au-dessus de ce tambour, mobile avec l'axe, se trouve le réservoir A, ayant également la forme d'un tambour, mais immobile, n'étant pas attaché à l'axe *o* qui le traverse au milieu. Au fond de ce réservoir se trouvent plusieurs canaux *a* par lesquels l'eau est conduite dans le vaisseau inférieur B, et sous une obliquité déterminée.

« Et si le réservoir A fournit dans le vase mobile B autant d'eau qu'il en sort par les orifices *b*, les tuyaux de ce vaisseau demeureront constamment pleins d'eau jusqu'à la partie supérieure *e*, et le mouvement de l'eau deviendra bientôt uniforme, pourvu que le mouvement de rotation le soit également..... »

Dans la suite du même mémoire il est expressément relaté qu'on peut substituer avec avantage, aux conduits distributeurs *a*, séparés les uns des autres, des dia-

phragmes contigus formés de lames minces, et qui, étant maintenus entre deux parois circulaires, formeraient un vase annulaire divisé par des cloisons contournées en hélice pour obtenir l'inclinaison requise.

Un mémoire, présenté ultérieurement au précédent, par Euler fils, renfermait effectivement la description et les figures d'une machine de ce genre avec l'emploi des diaphragmes.

D'après l'un de ses dessins, la machine se composait de deux tambours cylindriques superposés, l'un fixe et l'autre mobile avec son axe.

Le tambour fixe, recevant l'eau comme le réservoir A de la précédente figure, était terminé inférieurement par une voie annulaire divisée par des cloisons minces disposées suivant des surfaces héliçoïdales et entre lesquelles s'écoulait le fluide pour arriver au tambour mobile.

Celui-ci portait à sa circonférence une série de tubes coniques qui se touchaient en haut, de façon à former une ouverture continue; leurs parties inférieures étaient rétrécies et recourbées comme dans la machine précédente. Néanmoins les ouvertures supérieures de ces tubes correspondaient au fond d'une capacité annulaire opposée directement aux orifices d'écoulement du vase supérieur.

En définitive, ce n'était donc qu'une modification de la machine décrite par Léonard Euler, mais indiquant déjà une étude plus approfondie de la construction.

En cherchant maintenant à comparer la roue d'Euler avec les machines analogues qui l'ont précédée, et surtout avec le tourniquet, on trouve comme caractères principaux l'indépendance du réservoir alimentaire du récepteur mobile, tous deux de forme circulaire avec injection d'eau sur toute la circonférence.

La séparation des deux organes, réservoir et récepteur tournant, a nécessairement conduit à armer le premier d'une série d'ajutages ayant pour objet de distribuer le liquide sur le vase mobile, mais en inclinant ces ajutages par rapport à l'horizon, et pour un motif que l'on ne tarde pas à découvrir en examinant avec un peu d'attention comment les choses doivent se passer.

En effet, si le liquide descendant du vase fixe ne possédait aucune vitesse horizontale lorsqu'il rencontrerait le vase mobile, il éprouverait un changement brusque de direction tout à fait contraire à l'effet utile; sa vitesse, uniquement verticale, serait d'abord entièrement détruite pour prendre celle horizontale du vase mobile, et reprendre ensuite une composante verticale en descendant à l'intérieur des tubes *b*.

Par conséquent, l'inclinaison des conduits injecteurs a été faite correspondante à la résultante des vitesses que l'eau possède à la fois pendant sa descente dans les tubes du récepteur mobile, vitesse circulaire horizontale et vitesse verticale. De plus, la hauteur verticale du vase fixe, comptée du niveau supérieur à l'extrémité inférieure des injecteurs *a*, est calculée pour que la vitesse acquise par l'eau au sortir de ces injecteurs soit parfaitement en rapport comme valeur avec celle qu'elle doit prendre dans le récepteur mobile, ainsi qu'elle lui correspond déjà comme direction.

Il ressort donc suffisamment de ce simple aperçu que l'intention de l'auteur a

été d'annuler toute espèce de choc de la part de l'eau, qui doit agir exclusivement par réaction dans les tubes *b* au moment de son échappement par leurs extrémités ouvertes.

En résumé, la turbine perfectionnée d'Euler se composait de trois parties distinctes, savoir :

1° D'un *chenal*, de très-petite section, qui amenait l'eau de la rivière et la versait de toute sa hauteur dans une bâche fixe, d'un seul côté, et sur une très-petite largeur;

2° D'une *bâche cylindrique fixe*, au fond de laquelle étaient disposés, d'abord des tuyaux isolés, et ensuite des courbes conductrices sur toute la circonférence. La hauteur de cette bâche devait être égale à la moitié de la chute;

3° Enfin, immédiatement au-dessus de la bâche était la roue tournante ou la turbine proprement dite, reliée à l'axe par quatre bras placés à l'intérieur. Cette roue devait aussi, comme la bâche supérieure, avoir à peu près la moitié de la hauteur de la chute; elle était composée d'une cavité annulaire, ou auge circulaire entièrement ouverte par en haut, mais dont le fond était garni, à une profondeur égale à 1/4 de la hauteur totale de la roue, d'un certain nombre de tubes, descendant verticalement, sur les 3/4 de la hauteur de celle-ci, ou les 3/8 de la chute. Ces tubes, au nombre de 12, étaient recourbés à angle droit à leur extrémité inférieure, et faisaient corps avec l'auge couronnant la partie mobile.

Ainsi, par une telle disposition, Euler perdait d'abord toute la portion de la chute correspondant à la pente nécessaire pour son canal à petite section qui amenait l'eau dans la bâche supérieure.

Ce qui restait de cette chute était partagé en deux parties à peu près égales, l'une pour la bâche immobile, l'autre pour la hauteur de la turbine.

Cette roue n'avait point de vanne, par conséquent aucun moyen de régler la dépense de l'eau et la vitesse du moteur.

Tel était à peu près, en 1754, l'état de la question sur les roues hydrauliques à réaction, au moins comme résultats matériels, car nous ne pouvons reproduire, dans ce traité, les minutieuses recherches mathématiques auxquelles ce genre de moteur a donné lieu.

Quant à la relation à établir avec les turbines modernes, nous ne voyons pas qu'il en existe une bien déterminée, si ce n'est la superposition de deux vases, dont l'un distribue et l'autre reçoit l'eau. Et même sur ce point, il ne faudrait pas confondre l'injection d'Euler, qui a en quelque sorte lieu sur une surface libre de liquide, avec celle des turbines actuelles où chaque injecteur correspond, pour ainsi dire, avec l'orifice d'évacuation, sans qu'il puisse s'interposer de lame d'eau permanente.

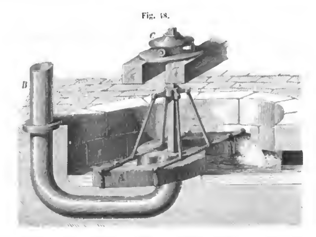
Mais, en se reportant au tourniquet hydraulique, ou à la machine de Segner, qui lui ressemble en tout point, on ne peut pas refuser à Euler d'avoir au moins indiqué des dispositions qui ont été usitées plus tard, comme, par exemple, l'emploi des vases fixes et mobiles, l'admission de l'eau sur toute la surface de la roue à la fois, et de même, l'écoulement par toute la circonférence.

Sans entrer dans l'étude de la théorie des moteurs à réaction, il est indispensable de faire connaître la raison de leur insuccès, malgré les nombreuses tentatives, même récentes, qui ont été faites pour tirer parti de ce système dont le principe semblait, même en théorie, permettre de construire des machines capables d'un effet utile égal à la quantité totale d'action dépensée.

Mais, à l'aide des recherches de plusieurs savants et particulièrement de Navier et de d'Aubuisson, il a pu être démontré que le maximum d'effet d'un moteur à réaction correspondait à une vitesse de rotation infinie, ce que la pratique a, en effet, confirmé depuis.

Chaque fois qu'un moteur à réaction, marchant soit par la vapeur, soit par l'eau, a été expérimenté, on a pu se convaincre que la machine prenait sans charge une vitesse très-grande, et qu'aussitôt qu'on lui faisait vaincre une résistance, ce qui ralentissait nécessairement sa vitesse, le travail produit était de beaucoup inférieur à l'effet théorique, dont on se serait rapproché davantage si la grande vitesse de rotation eût pu être conservée.

Fig. 48.



Roue de Mannoury d'Ector (fig. 48). — Cependant, avant que cette vérité ait été suffisamment reconnue, il a été fait plusieurs tentatives pour utiliser le principe de la réaction qui semblait remplir la première des conditions théoriques, de faire agir le fluide sans chocs.

Parmi ces divers essais, l'un des plus importants a été mis à jour au commencement de ce siècle, par un ingénieur français, M. le marquis de Mannoury d'Ectot.

Le 24 avril 1807, M. de Mannoury se fit breveter pour un nouveau moteur qu'il appelait *levier hydraulique* ou volant, et dont la fig. 48 peut donner une idée.

Le principe de sa disposition repose complétement sur celui du tourniquet hydraulique; c'est donc encore la réaction de l'eau qui s'y trouve utilisée, ainsi que dans les appareils des deux Euler.

D'après la figure, on peut voir que ce moteur est formé d'un tuyau horizontal A, contourné suivant des développantes de cercle symétriques, formant un véritable volant, monté sur un axe vertical dont l'extrémité supérieure peut porter directement la meule courante.

Le tuyau A est percé, en dessous et à son centre, d'une ouverture circulaire dans laquelle s'abouche l'extrémité d'un conduit fixe B par lequel arrive l'eau motrice et forme en même temps un guide central à la machine; l'ajustement du récepteur A sur le conduit B a donc lieu au moyen d'une garniture capable d'empêcher les fuites d'eau tout en laissant à la partie mobile la liberté nécessaire pour son mouvement de rotation; et cette fonction est d'autant plus facile que l'arbre central n'a pas de support dans cette partie, et repose sur un système de galets coniques par la large embase C dont il est muni.

Ainsi, si l'on excepte que l'eau est amenée par la partie inférieure, et que le récepteur mobile est isolé du réservoir qui la fournit, la disposition est analogue à celle du tourniquet hydraulique, et les choses s'y passent de la même façon. L'eau, arrivant dans le conduit A avec sa vitesse initiale, se répand dans les deux branches et s'écoule par les extrémités ouvertes, de là la force réactive qui fait tourner tout l'appareil.

Mais ici la forme de développante donnée au récepteur mobile est plus convenable que la ligne droite, attendu que cette courbure étant la résultante même du mouvement circulaire et de la force centrifuge du liquide, celui-ci n'éprouve pas de changement de direction brusque qui puisse diminuer autant la puissance réelle obtenue. On peut même dire que, pendant le mouvement de rotation, une molécule d'eau partie du centre de rotation ne dévie pas de la ligne droite pour arriver à l'orifice d'expulsion. C'est, du reste, en vue de ce résultat que l'auteur a proposé un tracé de développante, qui permet, théoriquement du moins, d'atteindre le but proposé.

Quant à la mise en marche du moteur, M. Mannoury d'Ectot n'a pas indiqué d'obturateurs directs; il suppose simplement que le conduit alimentaire B soit muni à son origine supérieure d'une bonde ou tampon, qu'il suffit de retirer pour favoriser l'écoulement et mettre la machine en marche.

Il a, néanmoins, étudié la question avec un certain soin, même sous le rapport de la pratique. Plusieurs formes ont été proposées par lui pour le récepteur mobile; suivant l'une de ses dispositions, il était complétement droit et de section rectangulaire; celui que nous représentons possède cette même section, mais il est perfectionné en raison de sa forme courbe; enfin, en conservant cette courbure, il lui a donné une section circulaire, allant, en diminuant de diamètre, du centre de rotation à la circonférence.

Des machines semblables ont été établies en France avec un succès apparent plus que réel, sans doute. Carnot, chargé par l'Institut de l'examen de cette ma-

chine, l'a déclarée susceptible d'un fort rendement, comparativement aux autres moteurs alors existants.

M. d'Aubuisson, dans son *Traité d'hydraulique*, après avoir fait remarquer qu'il peut être difficile de tenir étanche la jonction du tuyau B avec le volant A, ajoute que cette machine paraissait néanmoins convenir parfaitement aux courants d'eau dirigés de bas en haut, tels que ceux fournis par les puits artésiens.

Beaucoup plus récemment, en 1841, le fils de M. de Mannoury d'Ectot est revenu sur les travaux de son père. Il a indiqué divers perfectionnements du levier hydraulique, parmi lesquels on peut remarquer :

1° L'idée de renfermer le moteur dans une enveloppe qui le mette à l'abri de la résistance de l'air;

2° La substitution au conduit unique de cloisons courbes divisant un espace annulaire, et, ce qui est important, des obturateurs mobiles disposés aux orifices expulseurs pour leur former des vannes et régler la dépense de l'eau ;

3° Le remplacement des cloisons courbes par une spirale continue, et l'extension de cette idée à la construction d'un appareil formé d'un cône, à l'extérieur duquel se trouverait un tuyau contourné suivant une hélice conique à un ou plusieurs filets.

Quelques constructeurs en France, en Angleterre et en Suisse, se sont occupés de ce genre de turbines à réaction, soit pour fonctionner avec l'eau, soit pour marcher avec la vapeur; on a même fait du bruit au sujet de ces appareils il y a plusieurs années; on a surtout reproduit l'appareil rotatif à vapeur, imaginé, dit-on, par Héron d'Alexandrie, qui vivait 120 ans avant J.-C. ; mais il ne paraît pas qu'on ait donné suite aux divers essais qui ont été tentés à cet égard.

Avant de terminer ce qui peut être relatif aux machines à réaction, disons que M. Burdin, ingénieur des mines, et dont le nom sera cité plus loin pour des recherches importantes au sujet des roues horizontales, a aussi construit des moteurs basés sur ce principe, mais se rapprochant particulièrement de la disposition proposée par Euler.

L'une de ces machines a été établie dans le département du Puy-de-Dôme, dans une usine nommée *le moulin d'Ardes*, nom sous lequel le moteur à réaction de M. Burdin est habituellement désigné aujourd'hui.

Si l'on s'en rapportait aux expériences dont quelques-unes de ces turbines ont été l'objet, on leur attribuerait une valeur s'approchant du rendement des meilleurs moteurs modernes : on a dit, en effet, que la roue à réaction de M. Burdin n'avait jamais donné moins de 0,65 p. 0/0 d'effet utile, et même parfois 75.

Mais en présence de l'abandon à peu près complet de ces appareils, on est forcé de croire qu'il y a eu des erreurs commises dans les expériences citées; celle qui paraît le plus probable est l'inexactitude du jaugeage de l'eau dépensée, faute d'opération précise. En effet, on a pu voir, dans cet ouvrage, que les expériences les plus précises sur les jaugeages ne datent pas de très-loin ; et même actuellement on hésite quelquefois lorsqu'il s'agit de choisir le meilleur coefficient à adopter.

Roue horizontale d'Adamson. — Le *Philosophical Magazine and Journal* a publié, en 1817, dans son L[e] volume, une notice sur une roue horizontale imaginée par un Anglais, M. Adamson, qui en a donné un fort mauvais dessin.

Ce n'est autre qu'une roue à palettes planes dont l'axe est vertical. Autour de cette roue, sur toute sa circonférence extérieure, on remarque une série de passages dont une des parois verticales est tangente à cette circonférence, et l'autre, parallèle à la première, aboutit juste à l'extrémité de la paroi du passage voisin et est tangente au même cercle.

Ces passages mettent en communication le réservoir d'eau avec la roue. C'est en les parcourant que l'eau s'élance de ce réservoir sur les palettes planes.

Voici, suivant l'auteur, les perfections de cette roue horizontale; nous avons cru devoir y ajouter nos propres observations :

1° Les palettes étant ouvertes de toute part, excepté du côté opposé au centre, empêcheront, autant que possible, toute réaction contre l'eau affluente; ce qui suppose qu'il y a une enfonçure au tambour cylindrique fermant tout le pourtour intérieur contre lequel l'eau va perdre la vitesse horizontale qui lui reste après qu'elle a choqué les palettes, et prendre le long de la surface choquée une vitesse verticale pour se rendre à l'extrémité inférieure de la roue;

2° L'espace au-dessus des palettes et les passages par lesquels l'eau s'en échappe à mesure qu'elle entre étant toujours suffisants, toute accumulation d'eau en aval, qui retarderait la marche des palettes, sera ainsi évitée; un tel système ne permet donc pas de tourner sous l'eau;

3° La vitesse de l'eau étant plus grande que celle de la roue, prévient tout empêchement résultant de la force centrifuge; mais l'eau lancée perpendiculairement à la surface de palettes planes, animées d'une vitesse plus petite que celle de l'eau, agit par le choc dû à la différence des deux vitesses et ne peut évidemment réaliser le rendement promis par l'inventeur;

4° La force de l'eau à travers les orifices est due à la hauteur verticale de la surface au-dessus du centre d'impulsion, et est par conséquent la plus grande possible; ce résultat ne peut avoir lieu qu'autant que la rivière fournit au moins un volume d'eau égal à celui qui peut passer par les orifices;

5° La ligne suivant laquelle l'action a lieu contre les palettes est aussi près de l'extrémité du rayon que possible, d'où cette action ne saurait donc être plus grande, par conséquent;

6° L'eau agit contre toutes les palettes à la fois; mais elle y agit par choc et en perdant par conséquent une grande partie de sa force vive; elle y passe en quelque sorte par *ricochet* de la direction horizontale, avec laquelle elle atteint les palettes, à la direction verticale qu'elle a pour les quitter;

7° La totalité de l'eau agit contre les palettes; pour cela il faudrait qu'il n'y eût pas de jeu : or il en existe; il y a donc perte d'eau;

8° L'eau n'éprouve aucun arrêt pour manque d'air;

9° Enfin, ajoute l'inventeur, aucune roue hydraulique ne peut se mouvoir avec moins de frottement.

Cette turbine prétendue perfectionnée, d'Adamson, est loin d'avoir produit les résultats avantageux qu'il a annoncés, car ce n'est pas 75 p. 0/0 qu'il a obtenu en effet utile, comme les roues en dessus, c'est à peine 25 à 30 p. 0/0.

N'ayant pas d'ailleurs, plus que celle d'Euler, de vanne régulatrice, on ne peut compter sur un travail régulier, ni en régler la puissance selon les besoins.

TURBINES DE BURDIN

C'est à M. Burdin que l'on doit les principales recherches relatives à la construction des roues horizontales, auxquelles il a, du reste, donné le nom de *turbines* qu'elles portent aujourd'hui partout.

Déjà d'autres savants modernes, et principalement M. Navier, en avaient étudié la théorie. Mais M. Burdin semble être le premier qui ait indiqué les bases réelles de la construction de ces moteurs.

Il avait déjà fait l'application de plusieurs appareils étudiés par lui, lorsque la Société d'encouragement proposa, en 1827, un prix de 6,000 fr. pour l'application en grand, dans les usines ou manufactures, des turbines ou roues à palettes courbes, dites *de Bélidor*, demandant que les machines qui seraient présentées au concours aient été appliquées au moins deux fois, et sur une échelle suffisante, pour en permettre un examen concluant.

M. Burdin s'est alors présenté au concours, non pas avec des machines exécutées, mais avec un mémoire fort étendu où il a expliqué la théorie des turbines et son application à trois systèmes différents dont il donnait en même temps des tracés, mais très-peu explicites comme dessins.

Ces trois systèmes principaux consistaient en turbines à axe vertical, à axe horizontal et à axe incliné. Ils se divisaient en plusieurs variétés, où l'on remarquait des roues recevant l'eau sur une partie de la circonférence seulement et de l'extérieur à l'intérieur, d'autres sur tout le pourtour, et enfin une turbine dite immergée.

De ce travail, le plus important est surtout l'étude minutieuse que l'auteur a faite des meilleures conditions sous lesquelles l'eau doit être admise dans chacun des différents cas proposés. Quant aux détails de la construction, M. Burdin ne s'y est aucunement attaché dans son mémoire, quoiqu'il dise avoir fait un grand nombre d'expériences pour vérifier les conditions que la théorie lui imposait, ce qui suppose des appareils construits. Mais ce ne devait être que des appareils d'essai, et on peut dire, en résumé, que les dessins joints au mémoire ne permettent aucunement de se fixer sur les détails de la construction.

Mais il s'est spécialement étendu sur un procédé qu'il appelait *évacuation alternative* et qui avait pour objet de faciliter le dégagement de l'eau à l'égard des turbines non immergées recevant l'eau du dessus au dessous de la couronne mobile.

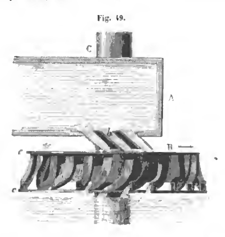
Pour faire comprendre cette disposition, nous prendrons pour exemple une turbine que M. Burdin a lui-même fait établir aux moulins de Pont-Gibaud, antérieurement à la présentation de son mémoire, et qui a été mieux décrite dans l'ouvrage qui l'a publiée (*Annales des mines*, 1833), que les roues analogues mentionnées dans ledit mémoire. Les expériences dont cette turbine a été l'objet sont, du reste, un titre de plus à la choisir de préférence à d'autres.

La fig. 49 représente la turbine de Pont-Gibaud, d'après le dessin de M. Burdin et la description qu'il en a donnée.

Elle se composait d'un disque annulaire en charpente, réuni à un axe en bois C, et muni à sa circonférence de conduits ou *couloirs* courbes *a*, présentant une obliquité avec les génératrices cylindriques du disque. Les couloirs *a* consistaient en des tubes en tôle, à section rectangulaire, maintenus entre deux couronnes de tôle *c* rattachées au bâti circulaire en bois monté sur l'axe tournant.

L'eau motrice était amenée par un réservoir clos A, d'où elle s'échappait par plusieurs orifices injecteurs *b*, inclinés en sens contraire des couloirs *a*, et disposés vis-à-vis de leur voie circulaire. L'angle formé par l'inclinaison des injecteurs et le premier élément concave des couloirs était un peu plus grand que 90°, à peu près comme l'indique la fig. 49.

Fig. 49.



Il est facile de concevoir, d'après cela, comment fonctionne une semblable machine. L'eau *forcée* dans le réservoir A par l'élévation de sa propre chute, s'échappe par les orifices injecteurs *b*, et rencontrant les orifices des couloirs, s'y introduit, s'y écoule et s'échappe, par leur partie inférieure, dans le bief d'aval. Mais, en raison des actions combinées d'abord, de la rencontre des filets fluides, sortant des injecteurs *b*, contre la face concave des couloirs, et ensuite, de la simple pesanteur du fluide descendant sur cette même surface, chaque couloir fuit devant le jet de

l'eau et l'appareil entier prend un mouvement de rotation rapide sur lui-même, d'où la totalité des couloirs vient se présenter dans un tour aux orifices injecteurs.

Pour faciliter le dégorgement des couloirs et empêcher que leur évacuation ne se nuise réciproquement, M. Burdin avait imaginé d'en dévier deux sur trois, alternativement, à leur partie inférieure, de façon à leur faire verser leur eau en dehors et en dedans de la voie centrale correspondant à celle supérieure de l'introduction.

C'est cette disposition qui a été désignée par son auteur sous le titre de : *Évacuation alternative.* Il ajoutait, dans la relation qu'il en donnait lui-même, que cette disposition est d'une très-grande importance puisqu'elle empêche que l'eau épanchée, à peu près en repos, dans le bief inférieur par un couloir ne soit choquée par le couloir qui vient à la suite pendant le mouvement.

Cette turbine a été examinée par une commission nommée par l'administration du département du Puy-de-Dôme. Il est résulté de l'examen qu'elle rendait un effet supérieur au moteur qu'elle avait remplacé.

En effet, la turbine dépensant seulement 94 litres d'eau par 1″ faisait autant de travail que l'ancien moteur avec 280 litres sous la même chute, d'où son rendement était à peu près triple.

Des essais au frein ont montré que le rendement s'élevait à 0,67 de la puissance brute disponible, évidemment, sous les mêmes réserves que celles que nous avons faites à l'égard des autres roues ci-dessus, quant à l'exactitude du jaugeage de l'eau.

Dans son mémoire de 1827 à la Société d'encouragement, M. Burdin insistait beaucoup sur la nécessité d'adopter le système d'évacuation alternative pour les turbines auxquelles l'eau n'est pas donnée horizontalement ou, autrement dit, perpendiculairement à l'axe de rotation ; il l'avait aussi supposé appliqué à une turbine à axe horizontal dont il a donné un dessin joint à son mémoire.

Il a également donné un croquis (plutôt qu'un véritable dessin) d'un système de turbine à axe vertical et dite *immergée*, par la propriété qu'il lui attribuait de pouvoir tourner noyée complètement tout en rendant un bon effet utile. Comme ce type semble se présenter pour la première fois nous en dirons quelques mots, en reproduisant la réduction d'un *fac-simile* du croquis de M. Burdin.

La fig. 50, qui est cette reproduction exacte, montre que l'ensemble du moteur comprend deux parties essentielles qui sont : la roue tournante ou turbine, et un réservoir fixe qui amène l'eau à la turbine en la lui injectant par des orifices distributeurs disposés sur tout le pourtour d'une couronne circulaire.

La roue tournante est formée d'un plateau en bois monté sur un arbre vertical B, et muni à sa circonférence d'une couronne C, composée de cloisons courbes ayant leurs éléments verticaux et établies entre des disques annulaires en bois. Ces cloisons forment entre elles des orifices *a* pour l'expulsion de l'eau.

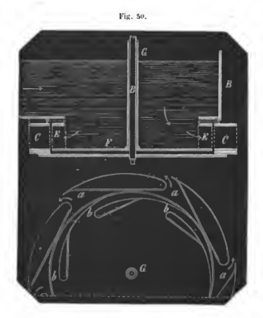
Le réservoir est formé d'une caisse en bois ouverte en dessus et dans laquelle l'eau peut y venir en amont établir librement son niveau.

Il est percé dans le fond d'une ouverture circulaire garnie d'une couronne fixe E, analogue à celle mobile C, et fixée, d'une part, au réservoir, et d'autre part, à un

fond fixe en bois F sur lequel repose l'eau contenue dans le réservoir. Sur ce fond se trouve placé un fourreau en tôle G, qui isole l'arbre tournant du contact de l'eau et empêche les fuites qui se produiraient nécessairement par l'ouverture pratiquée au centre de ce plateau pour le passage de l'arbre.

La couronne fixe pénétrant dans l'intérieur de celle mobile, dont elle a le diamètre intérieur moins un certain jeu, l'eau contenue dans le réservoir s'écoule par ses orifices *b* et s'échappe en traversant la couronne de la turbine; son passage par les orifices *a* détermine une réaction contre les cloisons qui forment ces orifices, et produit le mouvement de rotation.

Fig. 50.



En proposant ce mode de turbine pour être appliqué dans le cas où la roue tournante est susceptible d'être immergée, M. Burdin prenait en considération que la direction de l'eau la portant à s'éloigner constamment de la turbine, celle-ci ne doit pas éprouver de résistance de la part de l'eau quoiqu'elle s'y trouve entièrement plongée.

A l'égard des turbines que l'eau traverse verticalement, M. Burdin disait, au contraire, qu'elles ne devaient pas être immergées, attendu que la direction de l'eau qui s'en dégage ne correspond pas à celle que l'eau immergeante prendrait par le mouvement de la turbine. Cette opinion s'est parfaitement vérifiée depuis à

l'égard des turbines modernes construites sur le même principe, et pour lesquelles il convient, au contraire, de laisser une certaine distance entre le plan inférieur des orifices expulseurs et le niveau d'aval, au moins dans le cas des grandes vitesses.

Comme la turbine immergée n'occasionne aucune perte de chute, elle peut s'appliquer aux plus faibles sans cesser de rendre un bon effet utile; nous verrons plus loin qu'une turbine analogue construite par M. Fourneyron marchait noyée n'ayant plus que 227 millim. de chute.

En décrivant la turbine immergée, dont nous venons de parler, M. Burdin a aussi fait mention d'une vanne qui lui serait appliquée et qui aurait pour objet de conserver aux orifices un rapport constant avec la dépense.

Quoique assez vague, la description qu'il en a donnée permet de comprendre qu'il supposait deux cylindres de tôle, placés, l'un à l'extérieur de la couronne mobile et l'autre à l'intérieur de la même couronne; tous deux tournant avec elle et pouvant s'abaisser ensemble plus ou moins suivant la hauteur que l'on veut conserver aux orifices.

Ces deux cylindres étant disposés pour régler en même temps les orifices expulseurs et ceux des directrices, l'auteur les supposait reliés ensemble par des cuirs lâches découpés suivant la forme des orifices, de façon que l'eau en traversant ceux-ci devait faire prendre à ces cuirs la forme exacte que sa veine affectait, afin, par conséquent, d'éviter la contraction.

En résumé, cette turbine de M. Burdin se compose :

1° D'une *roue annulaire* mobile à canaux courbes, recevant l'eau entre deux disques ou plans horizontaux et de l'intérieur à l'extérieur.

Dans le texte, l'auteur conseille une disposition particulière de canaux courbes ou *couloirs*, ayant plus de hauteur à la sortie qu'à l'introduction, de manière qu'à chaque point du couloir la section soit inversement proportionnelle à la vitesse du liquide en ce point;

2° D'un *fond fixe*, concentrique à la roue, garni de conducteurs fixes pour diriger l'eau dans la roue sous un angle déterminé, et produire une injection totale;

3° D'un *tube enveloppe*, faisant corps avec la pièce précédente, et à travers lequel passe l'arbre vertical de la turbine;

4° D'un *réservoir* concentrique à la roue par lequel l'eau arrive de haut en bas pour l'introduire ensuite du dedans au dehors dans les canaux mobiles;

5° Enfin, d'une *vanne cylindrique* se manœuvrant par en haut, pour régler à volonté la quantité d'eau admise dans la roue.

M. Burdin, appréciant les diverses propriétés de son système, dit que la turbine immergée a l'avantage d'être à l'abri des gelées et des variations de niveau, qu'elle convient aux localités où l'on dispose d'un grand volume d'eau avec une faible chute, et qu'on peut en espérer sûrement de bons résultats, soit 65 à 70 p. 0/0 d'effet utile, que du moins ses expériences ont toujours été d'accord sur ce point avec la théorie.

Il serait trop long d'analyser le mémoire de M. Burdin suffisamment pour en faire comprendre toute la portée au point de vue des progrès qu'il a pu faire faire

dans l'invention des turbines; et comme, ainsi que nous l'avons dit, ce mémoire s'étend particulièrement sur les considérations théoriques, son examen plus complet trouverait difficilement place dans cet ouvrage.

Ce qu'il importe de faire observer c'est que cet habile ingénieur a pressenti toutes les dispositions que l'on pourrait donner au nouveau moteur, et qu'il les a toutes indiquées en examinant leur mode particulier d'emploi.

Il a eu aussi le mérite de fixer les constructeurs sur les meilleures conditions à remplir pour l'admission de l'eau, afin d'arriver au maximum d'effet utile. C'est, si l'on veut, les recherches de Borda et de Navier mises à profit et rapprochées davantage de l'application.

La Société d'Encouragement tint parfaitement compte des travaux de Burdin en lui décernant une médaille d'or, d'une valeur de 2000 francs, réservant le prix complet à celui qui présenterait des applications réelles, conformément à son programme.

En résumé, à partir des recherches dues à ces savants mathématiciens, nous n'avons guère à considérer pour l'étude des machines dites turbines que celles où l'eau, au lieu d'agir par percussion, comme les roues à cuiller, à cuves, etc., ou par pure réaction, comme les roues d'Euler, de Mannoury d'Ectot, etc., où l'eau, disons-nous, agit par pression, mais est admise, autant que possible, sans chocs et doit en sortir sans vitesse.

C'était là le principe des autres moteurs hydrauliques, et c'est encore celui des turbines, posé et développé par ces hommes de génie.

Le premier moteur sérieux et véritablement pratique, dans le genre *turbine*, est celui de M. Fourneyron, qui, ancien élève de Burdin, a mis si habilement ses leçons en pratique.

C'est la machine dont nous devons nous occuper maintenant, et avec des détails autant circonstanciés que possible.

Nous allions dire que c'est le premier brevet qui ait été pris pour une turbine proprement dite : c'est bien en effet le premier que l'on trouve sous cette désignation dans la nombreuse liste des brevets délivrés en France depuis 1791 ; mais il a été précédé d'un autre privilége demandé en 1830, ayant pour objet un moteur hydraulique à axe vertical, fonctionnant, en un mot, comme une turbine, quoique bien loin d'en avoir les mérites.

Cependant son auteur, M. Laborde, ancien mécanicien très-intelligent, était un ingénieur trop connu et trop respectable pour que nous ne disions pas quelques mots de ses tentatives à cet égard.

ROUE LABORDE

Le moteur de M. Laborde se composait d'un plateau monté sur un axe vertical, et tournant au-dessus d'un récipient cylindrique fixe, recevant l'eau d'amont par un conduit et la laissant s'écouler en aval par un deuxième conduit.

Le plateau tournant était muni d'une palette en équerre montée à charnière et dont la partie agissante était perpendiculaire au plan du disque.

Or, cette palette, *traînant* dans le récipient, rencontrait à chaque tour une partie en saillie qui la forçait de se relever, puis elle retombait aussitôt, ayant passé la saillie.

Voici quel était le jeu de cet appareil.

L'eau admise dans le récipient exerçait sa pression également contre la saillie et contre la palette du disque mobile; mais la saillie étant fixe créait un point d'appui à l'eau, laquelle poussait alors la palette devant elle et entraînait, par conséquent, le disque et son axe dans le mouvement de rotation. On comprend que l'articulation de la palette avait justement pour objet de la faire s'effacer chaque fois qu'elle rencontrait la saillie fixe.

Quoique cette machine soit pour ainsi dire oubliée aujourd'hui, elle a néanmoins été exécutée, et publiée avec détails dans le journal *l'Industriel*, vol. IX, n° 1, vers l'année 1831. Nous n'avons donc pas cru utile d'en donner un dessin.

FIN DU CHAPITRE SEPTIÈME.

CHAPITRE VIII

TURBINES CENTRIFUGES, DITES TURBINES FOURNEYRON

DÉPENSANT L'EAU HORIZONTALEMENT

Par **M. FOURNEYRON**, ingénieur à Paris

(FIG. 1 A 5, PL. 14)

Si les moteurs hydrauliques, roues horizontales ou turbines, que nous avons vus jusqu'ici, ont fourni à plusieurs de leurs auteurs l'occasion d'exposer la théorie qui soit applicable à ce mode particulier d'emploi de l'eau comme force motrice, on peut affirmer que la turbine dont nous avons à nous occuper actuellement est la première qui ait été employée avec un véritable succès, et qui soit parvenue jusqu'à ce jour sans modification dans ses principes constitutifs; ces principes possédaient donc dès l'origine toutes les qualités qui en font aujourd'hui l'un des moteurs les plus parfaits.

M. Fourneyron peut donc être considéré comme l'inventeur et le propagateur des turbines en général, comme M. Burdin, dont il était le digne élève, a eu le mérite, par ses études théoriques, d'en poser, un des premiers, les bases sérieuses. Nous avons déjà énuméré les travaux de Burdin, et l'on peut se rappeler qu'ils lui ont valu de la part de la Société d'encouragement une médaille d'or du prix de 2,000 fr. Mais M. Fourneyron a obtenu seul le prix complet de 6,000 fr., attribué par cette savante Société à l'auteur de la meilleure application en grand des roues à palettes courbes de Bélidor.

En se présentant au concours, M. Fourneyron possédait trois machines exécutées, dont l'une depuis 1827. C'était, du reste, l'une des conditions imposées à ceux qui voudraient concourir d'avoir au moins deux appareils fonctionnant et susceptibles, par leurs conditions, de rendre bien appréciable la valeur de leur effet.

C'est la description de ces trois turbines, et un mémoire relatif à la théorie de ce genre de moteur, que M. Fourneyron a présentés à la Société d'encouragement, qui a fait l'insertion de ce travail dans son 33e *Bulletin* (année 1834).

M. Fourneyron s'était alors réservé le droit exclusif de construire sa turbine, par un brevet d'invention de quinze ans, qui lui a été délivré le 24 octobre 1832, sous le titre de : *Turbine Fourneyron, ou roue à pression universelle et continue.*

Nous donnons plus loin une relation succincte de ces premières turbines, et qui

sera bien comprise seulement après la description de l'une de celles établies plus récemment à Saint-Maur, où il s'en trouve quatre semblables faisant mouvoir chacune 10 paires de meules à l'anglaise dans le même bâtiment (1).

NOTIONS PRÉLIMINAIRES

MODE D'ACTION DE L'EAU. — Avec les moteurs que nous avons eu à mentionner jusqu'ici dans le genre turbine, on a vu que l'eau agissait généralement par chocs et d'autres fois par réaction, comme avec les machines d'Euler et de Mannoury d'Ectot.

Avec les moteurs *à chocs*, l'eau agit le plus souvent sur une partie seulement de la circonférence, soit même sur un seul point; et, dans tous les cas, on ne peut guère compter, comme effet rendu, que celui résultant de la première action de l'eau sur les palettes ou aubes, à cause du désordre des filets fluides qui s'éparpillent, rejaillissent, en un mot n'ont plus rien de commun avec le moteur sur lequel ils devraient continuer d'agir par leur poids en marchant avec lui pendant un certain temps.

C'est donc à cause de cette condition défavorable que l'on avait cherché à employer l'eau par réaction où il n'y a aucun choc.

On a vu que les travaux de M. Burdin ont indiqué une tendance marquée à l'emploi de moteurs utilisant l'eau sans chocs, et pourtant autrement que par réaction: telle était la roue de Pont-Gibaud (p. 270), ayant des couloirs sur lesquels l'eau devait descendre et agir par son poids simple, sans choquer les aubes à son entrée, moyennant que les choses soient disposées suivant certaines règles indiquées par la théorie.

Seulement l'injection était encore partielle, quoique M. Burdin ait pensé à une injection totale et qu'il en ait fait une légère indication par son dessin de turbine immergée (p. 272).

M. Fourneyron a ainsi raisonné pour expliquer le principe de sa nouvelle machine: « L'action du fluide doit être continue, sans chocs, et autant que possible être divisée par filets minces, attendu que ce qui est vrai pour un simple élément cesse de l'être pour une lame d'eau d'une certaine épaisseur dont un petit nombre relatif, seulement, de molécules constitutives se trouvent en contact avec les parois de l'aubage. »

Par conséquent, il a disposé une couronne horizontale divisée par des cloisons ou aubes courbes, assez rapprochées les unes des autres pour ne donner passage qu'à une veine fluide très-mince, comparativement au pourtour entier de la roue. Celle-ci entoure une pièce circulaire et fixe qui laisse échapper par toute sa circonférence des filets d'eau dirigés de façon à rencontrer convenablement les aubes de la couronne mobile.

(1) Ces meules sont commandées par des courroies à la partie supérieure. Les dessins et la description en sont donnés dans le xe vol. de la *Publication industrielle* des machines, outils et appareils.

L'action motrice de l'eau étant répartie sur une circonférence entière, il en résulte d'abord une parfaite égalité de l'action comme équilibre de toute la machine; mais ensuite il devient possible d'obtenir un moteur capable de servir de récepteur à une grande puissance avec de faibles dimensions.

Le passage de l'eau au travers des aubes mérite un examen tout spécial si l'on veut surtout en faire la comparaison avec les autres moteurs.

Au moment du départ, ou de la mise en train de la turbine, les filets fluides venant rencontrer des aubes immobiles, il en résulte un choc initial sous l'influence duquel la roue commence à se déplacer. Lorsque sa vitesse de rotation a atteint un certain degré, qui sera celui pour lequel la turbine a été calculée et à partir duquel la vitesse cesse de s'accélérer, les veines fluides ne choquent plus les aubes; elles les rencontrent suivant une direction qui est la résultante de leurs vitesses réciproques; leur changement de direction s'effectue insensiblement, et l'action de l'eau sur une aube devient une simple pression résultant à la fois du changement de direction successif sur l'aube courbe et de la force centrifuge, nouvelle action qui se développe au fur et à mesure que la machine tourne plus rapidement sur elle-même.

Lorsque l'eau est parvenue à l'extrémité de l'aube, elle possède encore la vitesse absolue avec laquelle elle l'a parcourue; mais l'aube étant elle-même en mouvement, la vitesse réelle de l'eau peut se rapprocher d'être nulle, ce qui devrait être pour obtenir le maximum d'effet utile. Du reste, la direction du dernier élément courbe des aubes est telle que les filets d'eau à leur sortie forment un angle très-faible avec la circonférence : ou, pour rendre plus sensible le but que l'on s'est proposé, leur direction est presque la même que la tangente au point de sortie, et les vitesses de ce point, comme appartenant à la roue, et celle de l'eau, sont dirigées en sens contraire, ce qui, dans le cas de l'égalité des deux vitesses, produirait l'annulation de celle de l'eau.

Tels sont donc, dans leur ensemble, les phénomènes principaux qui s'accomplissent dans le mouvement de la turbine centrifuge. Ils sont parfaitement distincts de ceux relatifs aux anciennes roues horizontales à chocs ou à réaction.

Cependant pour dire que les choses se passent ainsi, il faut supposer que les conditions de marche, pour lesquelles une turbine a été établie, ne changent pas; attendu que, pour profiter de l'action motrice du plus grand nombre possible de molécules d'eau, il faut que l'intervalle des aubes soit convenablement rempli, et que la dépense soit par cela même déterminée et constante; d'autre part, la chute demanderait également d'être d'une certaine fixité, afin que les vitesses de l'eau et de la turbine conservent entre elles une relation correspondant au maximum d'effet.

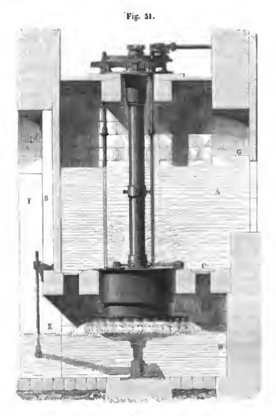
Néanmoins, l'un des plus grands avantages de la turbine, en général, étant précisément de pouvoir conserver son mouvement, malgré de très-grandes variations de chute, ce qui entraîne presque inévitablement des variations de dépense, on a dû chercher à modifier la construction de ce moteur d'une telle façon, qu'il rende dans tous les cas un effet utile suffisant, remarque surtout importante dans le mo-

ment des petites eaux où l'on a besoin de tirer le meilleur parti possible de la force disponible.

De là l'application de vannages régulateurs permettant de modifier les orifices d'aubages et d'autres dispositions dont il sera parlé en son lieu.

De là encore des études faites en vue de donner aux aubes directrices et conductrices une forme qui soit, en quelque sorte, correspondante à la moyenne des conditions diverses où doit se trouver la turbine, et convenable surtout pour celles des situations où l'on veut obtenir le plus fort rendement.

Fig. 31.



Etablissement de la turbine. — Avant d'entrer dans le détail des organes qui composent ce remarquable moteur, il est utile de faire connaître la disposition que l'on adopte pour son établissement comme travaux de maçonnerie et de char-

pente, et qui constituent la séparation des canaux d'arrivée et de fuite. Excepté les roues du Basacle (p. 256), dont l'établissement a quelque analogie avec celui de la turbine qui nous occupe, les autres roues citées précédemment, recevant généralement leur eau par un conduit fermé ou une rigole et sur une partie seulement de leur pourtour, sont complétement hors de l'eau.

La turbine Fourneyron est, au contraire, entièrement couverte d'eau et même souvent immergée ; il s'ensuit que son établissement exige une construction spéciale, mais qui est employée maintenant avec la plupart des turbines modernes, ce qui nous engage d'autant plus à nous arrêter un instant sur ce point.

Comme les dimensions de nos planches n'auraient pas permis de reproduire la turbine dans l'ensemble complet de son établissement à une échelle suffisamment grande, nous avons représenté cet ensemble à l'aide de la fig. 51, qui précède, et qui peut en donner une idée suffisamment exacte.

Le canal A d'arrivée ou d'amont étant prolongé dans l'intérieur du bâtiment de l'usine, comme s'il devait le traverser entièrement, on l'arrête par un barrage en charpente B raccordé avec les murs latéraux F et avec un plancher C formant en quelque sorte le prolongement du fond du canal, et dont la position de distance entre les deux niveaux dépend des dimensions mêmes des pièces du mécanisme, ainsi que nous le verrons plus loin.

Le bief inférieur E vient également établir son niveau au-dessous du plancher C, et se trouve limité par un mur D d'où part le plancher, et qui barre le canal inférieur comme l'est celui supérieur par le barrage B.

Par conséquent, l'eau amenée continuellement par le canal supérieur n'a d'autre issue que de traverser le cylindre en fonte qui se trouve fixé au plancher C et au-dessous duquel la turbine est placée.

Sans entrer dans de plus grands détails sur ce point, quant à présent, ce qu'il importait de faire ressortir, c'est le mode de retenue de l'eau pour lui faire établir librement son niveau au-dessus de la turbine. L'espace ainsi réservé au-dessus du plancher C prend le nom de *chambre d'eau*, et avec d'autant plus de raison que l'on place presque toujours à une certaine distance, en amont, une vanne G que l'on abaisse pour clore complétement cette chambre et la mettre à sec lorsqu'on veut visiter la turbine.

Nous retrouverons cette disposition pour la plupart des turbines qui reçoivent l'eau sur tout leur pourtour à la fois. Mais pour les grandes chutes, un réservoir en fonte, hermétiquement clos, constitue la chambre d'eau qui ne possède alors qu'une fraction de la hauteur totale de la chute.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

La fig. 1 de la planche 14 représente la turbine en élévation extérieure, la maçonnerie seule en coupe suivant l'axe de la machine ;

La fig. 2 en est une vue complétement en coupe verticale, suivant l'axe de rotation et perpendiculairement à la vue précédente ;

Les fig. 3 et 4 représentent la turbine proprement dite, détachée de l'ensemble, en coupe verticale et en projection horizontale, partie en vue extérieure et partie en coupe;

La fig. 5 est une projection horizontale du mécanisme qui sert à faire mouvoir le vannage.

Ensemble du mécanisme. — Le moteur est composé de deux parties principales qui sont :

1° Un disque A ou roue tournante, qui constitue le récepteur, portant la couronne des aubes sur lesquelles l'action de l'eau s'exerce;

2° Un plateau B, fixe et garni de cloisons ayant pour fonction de diriger le fluide sur l'aubage du récepteur.

La roue mobile se compose d'abord d'un disque circulaire en fonte A, présentant à sa circonférence une partie plate annulaire, et, en dedans de cet anneau, une forme concave à peu près en cuvette; son centre est garni d'un moyeu pour le montage de la pièce sur l'arbre vertical C, qui tourne avec la turbine et transmet sa puissance. Cet arbre repose par son pivot sur une crapaudine H, que nous décrivons plus loin, et est guidé en divers points de sa hauteur.

La partie plate du disque A est destinée à recevoir les aubes *a* en tôle, qui se trouvent montées entre elle et un anneau isolé A', exactement de même dimension.

Le plateau B des directrices est maintenu fixe à l'intérieur de la turbine, de façon que sa face supérieure affleure celle du disque A et qu'il lui reste très-exactement concentrique. Pour être ainsi indépendant des pièces mobiles, il est monté par un haut moyeu *b*, fondu avec lui, sur un manchon en fonte D, ayant assez exactement la forme d'un tuyau, qui entoure l'arbre C dans toute sa hauteur, au moins jusqu'à la plaque E qui porte le mécanisme du vannage, et où il est lui-même invariablement fixé. Il est donc en quelque sorte suspendu et bien guidé en divers points de sa hauteur et reste complétement fixe en isolant aussi l'eau de l'arbre tournant.

Le plateau B, dont on vient de voir le mode de fixation, est garni d'une série d'aubes *c* et *c'*, dont les unes partent du moyeu et les autres sont d'un développement moindre; elles affectent toutes une courbure dirigée dans le sens convenable pour que le dernier élément soit presque normal à celui concave des aubes (voir fig. 4).

Ce plateau B, muni de ses directrices, est entouré par un cylindre en fonte F, dont la fonction consiste à former un vannage direct à la turbine.

Il doit s'élever ou s'abaisser en glissant sur le pourtour des aubes *c* en même temps qu'à l'intérieur d'une bâche cylindrique en fonte G, laquelle étant fixée au fond de la chambre d'eau forme le premier orifice d'introduction de l'eau sur la turbine. Les mouvements de levée ou d'abaissement de la vanne sont donnés à la main à l'aide d'un mécanisme spécial, établi sur le plancher supérieur I, auquel ce cylindre-vanne est rattaché par des tiges verticales.

La jonction de la vanne F avec le cylindre G est faite de façon à laisser le glissement libre tout en empêchant la fuite de l'eau, à laquelle ces deux

pièces servent exclusivement de conduit pour arriver aux orifices distributeurs.

Lorsque la turbine est arrêtée, la vanne cylindrique F coïncide exactement par son bord inférieur avec le fond fixe B sur lequel l'eau privée d'écoulement se maintient parfaitement immobile.

Mais si l'on élève ce vannage, l'eau pouvant s'échapper s'écoule par les orifices démasqués avec la vitesse due à la hauteur du niveau au-dessus du fond fixe, et en changeant de direction pour suivre les aubes courbes de la turbine elle y exerce une pression, continue comme l'écoulement, d'où naît en définitive le mouvement de la turbine et la puissance qu'elle est capable de transmettre.

On devra remarquer que le vannage cylindrique n'entoure pas simplement les aubes directrices, et qu'il est garni de coins en bois *d* qui s'ajustent dans les intervalles de ces aubes. Ces coins ont surtout pour objet de constituer une paroi d'une épaisseur suffisante pour y former un arrondi très-prononcé à l'intérieur afin que le fluide n'y éprouve pas de contraction et s'écoule en remplissant complétement l'orifice.

Ce que l'on évite ainsi à l'égard des orifices distributeurs existait pour la turbine chaque fois que la vanne n'était pas à son maximum de levée et que son bord inférieur ne coïncidait pas avec le haut de l'aubage, soit avec la paroi A'. Aussi pour atténuer cette situation défavorable, l'auteur a divisé l'intérieur de l'aubage de la turbine en trois parties par deux cloisons *e* de façon à former en quelque sorte trois récepteurs de capacités différentes, pouvant correspondre à autant de volumes d'eaux différents, et avec lesquels on doit mettre la vanne en rapport en la faisant coïncider autant que possible avec chacune de ces cloisons suivant la demande.

Nous avons dit que ce que l'on recherche surtout dans un moteur hydraulique c'est qu'il utilise bien les petites eaux, alors que l'on a le plus de difficulté à marcher par la réduction de la force motrice. Or, si la turbine doit marcher, la vanne en partie baissée et l'aubage sans cloisons intermédiaires, il est clair que le fluide arrivant subitement dans un espace plus grand que l'orifice qui le fournit, il s'en suit une déviation désordonnée de la veine, et que l'action des filets contre les aubes est en partie annulée. En d'autres termes, lorsque l'eau ne remplit pas complétement l'intervalle des aubes, qu'elle ne coule pas *à gueule-bée*, une grande partie des filets fluides peut s'échapper sans avoir rencontré le récepteur, d'où il s'ensuit une perte d'effet utile correspondante.

Nous verrons que c'est du reste une des principales difficultés de la construction des turbines, et celle qui a le plus occupé les praticiens qui ont étudié cette branche de la mécanique, soit :

Mettre les orifices récepteurs d'une turbine en rapport constant avec la dépense.

Nous aurons souvent à revenir sur ce point important.

Maintenant que nous sommes arrivés à expliquer la fonction générale de la turbine Fourneyron, examinons-la sous le point de vue de ses détails de construction.

DÉTAILS DE LA CONSTRUCTION

Roue mobile, aubage. — Le plateau A, qui forme en quelque sorte l'organe par lequel la turbine est reliée à l'arbre comme le croisillon d'une roue d'engrenage, n'est pas évidé comme dans ce dernier cas et doit même présenter une surface bien lisse afin de ne créer aucune résistance dans l'eau, en raison du rapide mouvement de rotation, si la turbine vient à être noyée, ce qui a lieu généralement, et qui convient même davantage à la marche de ce système.

Il est solidement claveté sur l'arbre vertical C qu'il doit entraîner. Mais comme il subit aussi une forte pression de haut en bas, on a dû en disposer le montage sur l'arbre de façon à résister complétement à la tendance qu'il pourrait avoir sous cette pression de glisser verticalement, en faisant céder le serrage des clavettes.

Pour cela faire l'auteur a pratiqué dans l'arbre une gorge rectangulaire afin de recevoir une bague *f* en deux parties (pour pouvoir la mettre en place); l'extérieur de cette virole est tourné conique et forme une saillie qui pénètre et s'ajuste dans le moyeu A. C'est en résumé une véritable embase rapportée, sur laquelle le moyeu du plateau A vient reposer. En rapportant cette embase après coup on peut mettre la turbine à sa place en l'introduisant par la partie inférieure de l'arbre; et s'il s'agit d'un démontage accidentel on n'a pas autre chose à faire, après avoir passé des étais pour soutenir l'arbre par sa partie supérieure, que de remonter un peu la turbine pour en dégager la bague, retirer celle-ci, démonter la crapaudine et descendre alors complétement la turbine, sans rien démonter des autres parties du mécanisme.

Une partie de cette opération se fait lorsqu'il s'agit de nettoyer la turbine et la débarrasser des corps étrangers qui peuvent s'introduire dans la partie en cuvette du plateau A. Mais comme il suffit pour cela d'abaisser un peu la turbine (après avoir descendu complétement la vanne F) on ne démonte pas la crapaudine; et lorsqu'elle est abaissée de façon que l'aubage soit au-dessous des orifices distributeurs, on introduit entre les aubes un instrument quelconque à l'aide duquel on amène les corps étrangers qui se trouvent dans la cuvette pour les faire sortir par les trous *g* ménagés à cet effet.

Chacune des aubes *a*, formée d'une tôle cintrée, est munie d'une plate-bande rivée d'équerre sur le champ de façon à former à leur partie inférieure un double rebord par lequel on fixe l'aube sur la partie annulaire du plateau A par des boulons ou des rivets.

Ensuite pour réunir la couronne plate A' avec les aubes on a découpé leurs bords suivant des tenons rectangulaires qui entrent dans des mortaises pratiquées dans la couronne A et sont ensuite rivés extérieurement.

Les cloisons *e* qui divisent l'aubage dans le sens de la hauteur sont des tôles découpées suivant la forme que présente l'intervalle de deux aubes. On les main-

tient en place tout simplement par de petites équerres en fer isolées l'une de l'autre, et rivées à la fois sur les deux parties.

Plateau des directrices et vannage. — Le plateau B qui porte les directrices est aussi en fonte. Il est monté par sa douille centrale *b* sur le canon D, fixe, et à l'intérieur duquel tourne l'arbre; le moyen de l'y fixer est le même que pour la turbine, et la bague conique *h* y remplit un rôle important à cause de la colonne d'eau qui pèse sur le plateau de toute son intensité.

Nous avons vu que les aubes directrices formaient deux séries *c* et *c'* d'inégal développement; les premiers partent de la douille *b*, et les autres s'arrêtent au tiers environ du plateau A. La raison en est tout simplement que si toutes étaient prolongées jusqu'au moyeu avec leur nombre restant le même et tel qu'on a cru devoir l'adopter, elles deviendraient trop serrées et présenteraient à l'eau des cheminements de section trop inégale, tandis que dans la portion où toutes les aubes existent leur écartement est sensiblement le même à l'entrée qu'à la sortie.

La réunion de ces aubes avec le plateau se fait de la même façon que pour celles de la turbine. Celles qui rejoignent le moyeu y sont arrêtées par des cornières en fer.

On devra remarquer que la partie du plateau où sont fixées les aubes est élégie et remplie de bois suivant l'affleurement général du plateau. Ce mode de disposition a eu sans doute pour but de rendre la surface plus lisse en recouvrant les saillies que présentent les rebords par lesquels sont fixées les aubes.

La vanne F est, comme nous l'avons dit, un cylindre de fonte dont l'épaisseur est uniformément égale à 15 millimètres; il est alésé intérieurement au diamètre du cercle formé par les extrémités des directrices, lequel est plus faible que celui du plateau B de l'épaisseur même du vannage, afin que celui-ci étant abaissé entièrement affleure exactement à la circonférence du plateau.

Le bord supérieur du cylindre F est augmenté extérieurement d'un cordon qui permet d'y tarauder des vis pour retenir un cercle en fer servant à serrer un cuir *i*, dont la section est une équerre.

Ce cuir s'appuie par son contour cylindrique sur la surface intérieure de la bâche G, qui est également alésée; il établit entre les deux parties une garniture bien étanche et empêche la fuite de l'eau, tout en facilitant le mouvement vertical de la vanne.

Les garnitures de bois *d*, qui pénètrent dans les intervalles des directrices sont fixées au cylindre-vanne par des rivets traversant les deux parties. Nous avons dit que ces pièces permettaient, en épaississant la paroi d'évacuation, de pratiquer de forts arrondis à l'intérieur qui empêchent le fluide de se contracter et font opérer la dépense à *gueule-bée*.

Tige creuse supportant le plateau des directrices. — Le canon en fonte D, dont la principale fonction est de supporter le plateau des directrices (voir ci-dessus), doit être lui-même très-solidement suspendu, et maintenu dans une verticalité parfaite, ou mieux encore, tenu rigoureusement concentrique avec la turbine.

A l'égard de la première de ces conditions voici ce qui a lieu.

Le plateau E du mécanisme du vannage est fondu avec un long moyeu *j*, que le canon D traverse en s'y ajustant par le contact de deux saillies alésées ou tournées exactement. A l'entrée supérieure du moyeu on a pratiqué un évasement conique pour y placer encore une bague en fer *k*, sur laquelle le canon D repose alors par un cordon saillant qui lui a été réservé au-dessus, de façon que c'est la bague *k* qui soutient tout le poids du mécanisme et de la colonne d'eau.

Cette bague étant en deux parties, on peut, s'il est nécessaire de le faire, démonter tout le mécanisme du vannage et sa plaque E sans toucher au reste. Pour cela, après avoir démonté les différentes pièces qui le composent, on retire une rondelle *l* qui recouvre la bague *k*, et ensuite celle-ci, en soulevant un peu le canon D; maintenant ce dernier n'étant plus soutenu, on le garde en son état de suspension provisoire, ou on le laisse reposer par sa partie inférieure sur le fond de la turbine.

Nous arrivons aux moyens de tenir le canon D bien centré par rapport à la turbine. A cet effet, on a disposé au-dessus de la bâche G un croisillon composé de trois tringles de fer *m* dont les extrémités sont taraudées dans un collier *n* entourant le canon D. Les autres extrémités des mêmes tringles sont également taraudées et passent dans des oreilles *o*, fixées sur le rebord de la bâche, avec lesquelles ces tringles sont rattachées par deux écrous *m'* comme des boulons à entretoises ordinaires.

Par conséquent, on obtient ainsi, non-seulement la rigidité du collier dans lequel passe le canon D, mais on en règle la position à l'aide des écrous *m'*.

Mécanisme du vannage. — On a vu comment la vanne cylindrique F devait monter ou descendre pour régler l'ouverture des orifices distributeurs, et que cette fonction s'exécutait à la main.

La résistance que l'on éprouve pour faire cette manœuvre se compose des diverses résistances passives résultant du mouvement des organes de transmission et du poids propre de la vanne. Si la turbine est de grande dimension, cette résistance est assez grande et nécessite un mécanisme dont les combinaisons réduisent la vitesse de la levée pour pouvoir agir aisément à la main. De toutes façons, il ne convient guère, hors en cas d'accident, de manœuvrer trop promptement une vanne de mise en train, vu qu'un arrêt trop brusque de l'écoulement de l'eau produirait inévitablement un coup de bélier capable d'occasionner des ruptures; et dans le cas de la mise en train, on sait qu'il y a également danger d'agir dans un temps trop court.

M. Fourneyron a disposé pour cela un mécanisme composé de trois roues droites K, commandées simultanément par une roue centrale L, dont les moyeux sont garnis d'écrous en bronze traversés par des tiges filetées J'; ces dernières sont assemblées en prolongement de celles J qui se rattachent directement à la vanne par les oreilles *p* venues de fonte avec elle.

Or, on comprendra aisément que les roues étant maintenues fixes dans le sens vertical, lorsqu'on les fait tourner, ce sont les tiges filetées qui montent ou descendent avec la vanne et ne tournent pas sur elles-mêmes.

Quant aux détails de la construction et de la commande, voici en quoi ils consistent : chacune des roues à écrous K repose sur un bossage en saillie venu de fonte avec la plaque E et traversé par la tige filetée J'. Quoique le poids propre de tout l'appareil des tiges et de la vanne contribue pour une bonne part à empêcher ces roues de se soulever, elles sont tenues encore entre un cercle de fonte M qui les recouvre, et la plaque E à laquelle ce cercle est fixé par des boulons à entretoises *q* ; des bossages percés lui ont été réservés, comme à la plaque E, pour le passage des tiges filetées. On se trouve ainsi préservé d'un certain effet de soulèvement qui pourrait résulter du passage de l'eau au-dessous de la vanne qui, ainsi qu'on l'a vu, présente une assez forte épaisseur, par les coins *d*, pour donner prise à la réaction de l'eau.

La roue L, commandant simultanément les trois pignons K, est montée librement sur l'extrémité du canon D qui est tourné dans cette partie et lui forme un guide central de rotation. Pour mettre le mécanisme en mouvement, on agit par l'intermédiaire d'une transmission composée de l'engrenage d'un pignon et vis sans fin et d'un deuxième pignon qui engrène avec la roue centrale L, la commande directe pouvant avoir lieu au moyen d'une manivelle qui serait placée sur l'axe de la vis sans fin.

Pour établir ces organes on a fixé sur la plaque E une petite colonne en fonte N à l'intérieur de laquelle est monté l'axe vertical qui porte le pignon droit O, commandant la roue centrale L, et le pignon P de la vis sans fin Q. L'axe de cette dernière est porté par des consoles venues de fonte avec la colonne N ; il porte extérieurement, au lieu d'une manivelle, un pignon droit R engrenant avec un second R' dont l'axe *r* est destiné, soit à renvoyer la commande du vannage à une certaine distance, soit à correspondre à un régulateur.

En résumé, que l'on agisse sur l'axe *r* ou directement au moyen d'une manivelle sur l'axe de la vis, on fait mouvoir facilement le vannage dont le poids se trouve infiniment réduit et ramené à l'effort que l'on peut exercer à la main. Nous pouvons même, en passant, donner une idée du rapport existant entre la charge à soulever et l'effort qui peut lui faire équilibre sur une manivelle.

Comparons à cet effet les vitesses de la manivelle et des roues K.

On a d'abord :

Vis sans fin..................................	4 filets.
Pignon Q correspondant......................	40 dents.
Pignon O....................................	18 »
Roue L correspondante (n'est qu'intermédiaire).	81 »
Roues K (des vis J').........................	54 »

D'où la vitesse de rotation des roues K prise pour unité, celle de la manivelle ou de l'axe de la vis sans fin égale

$$1 \times \frac{54}{18} \times \frac{40}{4} = 30.$$

Par conséquent, 30 tours de manivelle correspondent à un tour des roues qui portent les écrous. Il ne reste plus qu'à comparer les chemins réels parcourus dans le même temps par la manivelle et par les vis.

En supposant une manivelle de 0m20 de rayon, le chemin parcouru pour un tour par le point d'application de la force est égal à 1m256, circonférence correspondante.

D'autre part, en admettant que le pas des vis J' soit égal à 30 millim., avec deux filets, ce serait la quantité dont la vanne se lève ou se baisse pour chaque tour des roues K.

Donc, en comparant, on trouve pour le rapport théorique cherché :

$$\frac{1^{m}256 \times 30}{0^{m}030} = 1256.$$

Ce rapport est donc le diviseur théorique de la résistance qu'oppose la vanne dans le mouvement de sa levée ; mais, à cause de toutes les résistances passives, et particulièrement du frottement des vis dans leurs écrous, il faut compter sur le quart environ du rapport théorique, et admettre, en résumé, que la main doit exercer la 300e partie de la résistance du mouvement de la vanne.

Remarquons encore que, la hauteur totale de la couronne des aubes étant égale à 26 centimètres, et les vis élevant la vanne de 3 centimètres par tour, il faut environ 9 tours de vis et 270 de la manivelle pour lever la vanne complétement.

Il ressort de ces éclaircissements que, si cette vanne ne devait être manœuvrée qu'à la main, il n'eût pas été nécessaire d'établir un aussi grand rapport entre les vitesses extrêmes de ce mécanisme, et que la main est capable d'opérer en beaucoup moins de temps. Mais un régulateur étant spécialement adapté à ce mécanisme, il était indispensable de lui donner une grande légèreté.

Arbre moteur, pivot et crapaudine. — L'arbre C, sur lequel la turbine est montée et qui tourne avec elle, est en fonte de fer, tourné aux endroits des ajustements à 175 millimètres de diamètre. Sa hauteur, depuis le pivot jusqu'au manchon S par lequel il est relié à un axe de prolongement, est égale à 6m60 environ.

Les guides principaux de cet axe sont la crapaudine et un coussinet en bronze *s* ajusté au sommet du canon de fonte D. Mais à cause de la grande longueur, d'où il pourrait résulter une certaine vibration, on a cru convenable de le guider encore vers le milieu de sa longueur au moyen d'une bague *t* tenue à sa place et au centre par quatre vis *u*, taraudées dans le canon D et munies de contre-écrous.

Le plus important de ces guides est évidemment la crapaudine H et son pivot, auxquels l'auteur a donné tous ses soins pour remplir la double condition d'être toujours bien et facilement graissés et de permettre de soulever l'arbre et tout son équipage.

Nous ne pouvons certainement pas en donner ici une description aussi complète que le mériterait cette disposition à cause de l'exiguïté des figures de notre dessin (nous renvoyons au xie vol. de la *Publication industrielle* où ce mécanisme se trouve décrit dans tous ses détails) ; nous allons, néanmoins, essayer d'en donner une idée.

La crapaudine H est à peu près formée de deux moitiés de cylindres creux réunies par des boulons et fondues avec une semelle pour reposer solidement sur la maçonnerie. A l'intérieur de ces deux moitiés ainsi réunies est une garniture de bronze dans laquelle peut monter ou descendre une pièce v, extérieurement cylindrique. Cette dernière est garnie à sa partie supérieure d'un grain d'acier x dont le dessus est tourné en *goutte de suif* et reçoit le bout de l'arbre, lui-même terminé par une rondelle d'acier x'. C'est donc par ces deux pièces x et x' que s'établit le contact de l'arbre et le frottement dû au mouvement de rotation.

Ici, le pivot ne pénétrant point dans un gobelet qui puisse le guider latéralement, l'arbre est garni d'une virole en bronze y qui descend en contre-bas du grain x et le tient complétement renfermé : c'est l'inverse d'un pivot ordinaire. Cette forme a été imaginée en vue de la retenue de l'huile, comme nous le dirons plus bas.

La pièce cylindrique v étant celle qui porte exclusivement la charge, elle est traversée par un long levier T qui prend son point d'appui sur le siége H de la crapaudine.

Ce levier remplit une même fonction que celui dont il a été question précédemment (page 256) à l'égard des roues à cuves montées aux moulins de Toulouse, mais avec toute la différence résultant d'un immense progrès accompli comme construction de détail.

Il a encore pour objet de soulever la turbine et son axe; mais ici, il sert principalement à régler la position de la turbine avec ses directrices, au lieu que dans le premier cas c'était pour régler l'écartement des meules, dont l'une était montée solidairement avec l'arbre du moteur.

La partie du levier T, engagée dans la boite v, présente une courbe saillante, de façon que dans ses diverses positions le contact avec la pièce soulevée ait toujours lieu sous le centre même. Pour soulever la turbine ou l'abaisser, on agit sur un écrou double appartenant à une tige verticale dont l'extrémité inférieure est assemblée par articulation avec celle du levier; cet écrou est maintenu de façon à rester toujours fixe dans le sens vertical, et fonctionne, du reste, exactement comme ceux du vannage. Il est placé tout à fait hors de l'eau, à la hauteur du bâti en charpente formant le fond de la chambre d'eau. (Voir la vignette précédente fig. 51.)

L'huile nécessaire au graissage est amenée d'un réservoir placé beaucoup plus haut que le pivot par un tube z qui, se recourbant horizontalement pour passer au-dessous du fond du bief inférieur, débouche dans le fond du cylindre ou gobelet v auquel on a ménagé des vides au-dessous et au-dessus de la mortaise que traverse le levier T. Le vide inférieur étant mis en communication avec l'autre par des trous pratiqués de chaque côté de la mortaise, l'huile remplit ces deux vides, sollicitée constamment par la pression due à la hauteur où se trouve placé le réservoir qui l'a fournie.

Mais le vide supérieur est justement clos par le grain x; et comme on a pratiqué des saignées à la circonférence de ce dernier, l'huile par sa pression y passe et parvient aux surfaces en contact. Une ouverture spéciale, ménagée dans l'arbre C, au-

dessus de sa garniture d'acier x', permet l'évacuation de l'huile, qui doit nécessairement se renouveler au fur et à mesure et être remplacée par de nouvelle huile toute fraîche.

TURBINES PRÉSENTÉES A LA SOCIÉTÉ D'ENCOURAGEMENT

Nous avons dit qu'au moment du concours, ou plutôt à l'époque où M. Fourneyron s'y est présenté, cet ingénieur avait déjà construit trois turbines qui fonctionnaient d'une manière assez satisfaisante pour donner une idée exacte des services que pouvait rendre ce nouveau genre de moteur.

La première avait été établie, en 1827, à Pont-sur-l'Ognon (département de la Haute-Saône), où, destinée d'abord à des expériences, elle fut ensuite reconnue capable de conduire un atelier qui comprenait une scierie, un tour et une forte meule.

Plus tard, en 1830, une deuxième fut établie à Dampierre, pour mettre en mouvement la soufflerie des forges de Fraisans.

Enfin, le propriétaire de ces mêmes forges, satisfait du résultat obtenu, en commanda une plus puissante pour remplacer un moteur existant, et cette troisième turbine, dite de *Fraisans*, fut capable d'une puissance de 50 chevaux.

La première turbine (de Pont-sur-l'Ognon) a été soumise, au moment même de son établissement, à un assez grand nombre d'expériences dont nous devons donner ici le résumé.

Une première série d'expériences a été faite en faisant marcher la turbine hors de l'eau ou non immergée. (On s'était réservé la faculté de noyer ou de dénoyer la turbine à l'aide de deux vannes, l'une placée en amont et l'autre en aval, lesquelles permettaient d'entretenir le niveau inférieur au-dessous de la chambre d'eau à telle hauteur qu'on le désirait.)

Dans cette première série, la chute a varié de 1m40 à 1m21, et la dépense de 703 à 384 litres.

La vitesse de rotation a été réglée de 94 à 50 révolutions par minute.

Et l'effet utile, mesuré au frein de Prony, s'est élevé de 28 à 88 p. 0/0.

Trois autres séries ont été effectuées, la roue successivement immergée de 0m65, 0m51, 0m30 et 0m25.

Dans les trois derniers cas la vitesse a été maintenue entre 42 et 82 tours, et l'effet utile mesuré s'est trouvé varier de 51 à 87 p. 0/0.

L'étude comparative de ces expériences a permis d'en déduire les remarques suivantes :

1° La roue immergée ou non fournit à peu près la même quantité relative d'effet utile, car dans l'une des expériences la roue n'étant pas immergée a donné 0,88 de l'effet théorique, et immergée de 0m51 et de 0m25 à 0m30, elle a fourni 0,80 et 0,87 d'effet utile;

2° La chute restant la même, et l'orifice d'écoulement constant, la dépense d'eau a diminué comme la vitesse de la turbine.

Cette dernière remarque se rapporte à l'effet de la force centrifuge sur laquelle M. Fourneyron a parfaitement compté, du reste, en cherchant à établir la formule de l'effet utile théorique.

Les autres déductions se sont également confirmées depuis, d'où il résulte que la turbine d'essai possédait tous les éléments que renferment les turbines de construction récente.

Il a été, en effet, bien reconnu depuis que l'effet utile fourni par la turbine centrifuge Fourneyron ne change pas notablement lorsque la vitesse de rotation varie légèrement en deçà et au-delà de celle qui correspond au maximum d'effet, laquelle semble correspondre, ainsi qu'on le verra plus loin, aux 6/10 de celle de l'eau.

D'autre part, la dépense augmente avec la vitesse de rotation jusqu'au point de dépasser la valeur qu'elle devrait avoir en vertu de la section de l'orifice total d'évacuation et de la vitesse théorique V, ce qui indique évidemment une augmentation de celle-ci.

Cette dernière observation mérite d'être prise en considération sous le rapport de l'évaluation du rendement attribué aux turbines.

En effet, nous voyons des hommes expérimentés, tels que M. Fourneyron, ne pas vouloir promettre plus de 0,70 d'effet utile, nonobstant quelques expériences qui indiquaient des chiffres beaucoup plus élevés, comme 80 et 88 p. 0/0.

Et, d'autre part, des personnes ayant aussi imaginé des perfectionnements dans les turbines, les ont soumises à l'expérience et disent avoir constamment trouvé ces rendements exceptionnels de 75 à 80 p. 0/0.

Il est à peu près certain que ces chiffres élevés, donnés, du reste, de bonne foi, sont erronés, et que l'erreur provient du mode de jaugeage adopté pour estimer la quantité d'eau dépensée.

En présence de ce fait, que les orifices, dépensant sous l'action combinée de la vitesse simple de l'eau et de la force centrifuge, sont capables de fournir un débit même plus élevé que celui que l'on trouverait avec le coefficient égal à 1, il nous semble qu'il serait indispensable, pour arriver à la vérité, de mesurer directement les volumes d'eau écoulés autrement que par les orifices mêmes de la turbine, soit de l'anneau mobile, soit des orifices distributeurs, et même, s'il était possible, autrement que par des vannes de charge ou en déversoir, dans l'incertitude du véritable coefficient de contraction à employer.

On pourrait demander alors quel mode adopter, puisque les moyens connus et habituels n'offrent pas toute l'exactitude désirable?

Par exemple, ne serait-il pas essentiel, pour une expérience, de recueillir pendant un certain temps, dans une capacité jaugée d'avance, l'eau sortant de la turbine, et connaître exactement le volume d'eau écoulé indépendamment de tout coefficient de contraction ou d'influences de formes d'orifices quelconques?

C'est ce que nous croyons possible dans beaucoup de cas; ce serait surtout utile

dans l'intérêt de l'industrie, pour éviter les avis contradictoires qui se heurtent tous les jours, même de la part des personnes de bonne foi et d'égales capacités.

En revenant aux trois turbines dont nous avons parlé, nous ajouterons seulement pour celle dite de Fraisans, quelques notes sur ses dimensions.

Elle a été établie pour marcher sous une chute extrêmement variable, qui de 1m 40 environ s'est réduite parfois à 0m 227.

La dépense n'est pas moins variable et passe de 1m.c. 50 à 5 mètres cubes par 1".

Pour correspondre autant que possible à la meilleure de ces conditions différentes, le constructeur a donné à l'anneau mobile 2m 90 extérieurement, et 2m 40 à l'intérieur, ce qui laisse 0m 25 à la largeur de l'aubage, dont la hauteur est de 0m 36.

Les aubes réceptrices sont au nombre de 36 correspondant à 12 directrices.

Cette turbine, la plus puissante des roues horizontales qui aient été établies jusqu'à cette époque, pouvait donc, dans des circonstances moyennes, développer une puissance effective de 50 chevaux-mécaniques.

Quant à la turbine de Dampierre, elle représente un type différent, bien que semblable par l'organe principal, c'est-à-dire la roue réceptrice. Nous devons nous y arrêter d'une manière toute spéciale.

Turbine dite de Dampierre. — A part le récepteur direct ou la roue tournante, proprement dite, l'ensemble du moteur présentait une propriété bien remarquable, et qui n'a pas peu contribué à étendre davantage l'emploi des turbines.

Comme celle-ci devait fonctionner sous une chute variable de 3 à 6 mètres de hauteur, son auteur eut l'heureuse idée de lui constituer une chambre d'eau en forme de vase clos, capable de contenir l'eau avec toute la pression due à la hauteur de chute, et permettant, par les dimensions de ce réservoir indépendantes de celle de la chute, de faire l'arbre moteur aussi court que l'on puisse le désirer.

La fig. 52 ci-après représente l'ensemble de la turbine de Dampierre ainsi établie. Elle a 0m 90 de diamètre extérieur, et 0m 62 de diamètre intérieur; elle produit une force de 7 à 8 chevaux.

On ne peut mieux se figurer cette disposition qu'en supposant que l'on ait surélevé le conduit adducteur ou l'embouchure du vannage de la turbine principale (pl. 14) sous la forme d'un cylindre creux A (fig. 52), avec un couvercle fermant hermétiquement et servant de guide supérieur à l'arbre de la turbine.

L'eau fournie par la source, au lieu de venir établir librement son niveau dans le réservoir A, lui est amenée par un conduit B dont l'extrémité supérieure est alors directement ouverte au niveau d'amont.

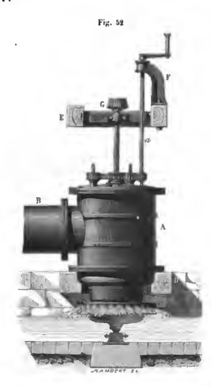
Par conséquent, l'eau remplit le réservoir et en presse les parois intérieures suivant l'élévation du niveau supérieur, et traverse ensuite l'aubage avec toute la vitesse due à sa chute; enfin elle agit tout à fait de même que dans les conditions ordinaires.

L'arbre de la turbine s'appuie sur une crapaudine fixée sur le fond en maçonnerie du bief d'aval, et s'élève à l'intérieur du réservoir A et du manchon creux qui supporte le fond fixe des directrices. Cet arbre creux trouve son point d'appui ou support après une traverse en fonte placée à l'intérieur du réservoir, au-des-

sous de son couvercle. Il traverse ensuite la boîte à étoupes ménagée au centre du couvercle et dont le bouchon sert aussi de noyau pour la rotation de la roue principale du vannage.

La vanne est mise en mouvement, de la même façon qu'on l'a vu précédemment, au moyen de trois vis qui traversent aussi le couvercle du réservoir par des boîtes à étoupes au-dessus desquelles elles portent des pignons qui engrènent avec la roue centrale. Cette dernière est commandée par un autre pignon dont l'axe *a*, muni d'une manivelle, s'élève au-dessus d'un plancher E, où il est guidé par une console en fonte F.

Fig. 52



L'arbre tournant sort seul du réservoir et se trouve guidé à la hauteur du plancher E; il porte au-dessus un pignon G, par lequel on recueille la puissance du moteur. Le réservoir A est composé d'un cylindre de fonte, portant des brides à ses deux extrémités pour fixer le couvercle, et pour fixer aussi l'espèce de culasse inférieure qui se rétrécit suivant une ouverture circulaire à l'intérieur de laquelle

s'ajuste la vanne cylindrique. Le même cylindre principal A est fondu avec une tubulure pour faire le raccordement de la conduite B qui amène l'eau.

Quant à la manière de fixer l'ensemble de l'appareil, on voit que rien n'est plus aisé; que le tout peut aussi bien se placer à l'intérieur même d'un atelier qu'à l'extérieur, pourvu que l'on ménage un conduit d'arrivée d'un développement suffisant et un autre disposé pour l'évacuation, au-dessous de la turbine.

On doit seulement s'arranger pour que la crapaudine du pivot soit établie d'une façon invariable par rapport au réservoir, afin de conserver la rectitude parfaite des centres.

La turbine de Dampierre est montée sur un bâti en charpente D, établi au-dessus d'un canal de fuite en maçonnerie. Le conduit B était primitivement en bois au lieu de fonte, ainsi qu'on l'a supposé sur la vignette fig. 52, et comme cela se pratique actuellement.

Qu'il nous soit permis de revenir maintenant sur les conséquences heureuses d'une pareille disposition, sans laquelle l'utilisation des grandes chutes eût été impossible, au moins sans perte notable d'effet utile.

En effet, on perd d'autant moins de chute avec un moteur hydraulique, qu'il approche lui-même d'être aussi haut que la chute, ou que l'eau conserve plus ou moins, à son entrée sur le récepteur, la vitesse qui lui est due, en raison de la hauteur de la chute au-dessus de ce récepteur.

Or, songer à établir un moteur avec un arbre de transmission au moins égal à la chute, ce n'est pas admissible, lorsque cette chute atteint une certaine hauteur. D'autre part, s'il existait déjà des moteurs capables de recevoir l'action d'une haute chute, tels que les roues à cuillers, on sait que l'effet utile est faible par plusieurs motifs, perte de chute par les frottements dans la conduite, perte d'eau par défaut d'action, etc.

Nous devons rappeler néanmoins la turbine de Pont-Gibaud (p. 270), qui était établie pour marcher avec un réservoir clos.

Le procédé consistant à amener le fluide de manière à établir sa pression dans un petit réservoir où elle peut arriver sans vitesse sensible, par la grande dimension relative de la conduite d'amenée, était donc le seul qui fût capable de résoudre le problème, ce qui, du reste, a eu lieu avec le succès le plus complet. Nous aurons l'occasion de revenir sur ce sujet à propos d'autres turbines ainsi établies.

Cependant nous citerons encore un exemple pris parmi les travaux mêmes de M. Fourneyron.

Cet ingénieur, pour ainsi dire au début de sa carrière, fut appelé à établir un moteur à Saint-Blaise, dans la Forêt-Noire, là où une chute de 108 mètres était disponible, et, comme on peut le penser, mal utilisée, au moyen de roues superposées, dont la totalité même atteignait bien moins que la chute.

Après un essai opéré sur une portion seulement de la hauteur, deux turbines à réservoir d'eau forcée furent établies pour marcher sous la chute totale; il est curieux d'en connaître les conditions.

Chacune d'elles avait 0m35 de diamètre et faisait 2300 tours par minute; l'eau

leur était fournie par une conduite de 4 à 500 mètres de longueur ; enfin, la pression dans leurs réservoirs était d'environ 11 atmosphères en raison des 108 mètres de chute.

Par le volume d'eau débité, chacune de ces petites turbines, dont le poids n'excédait pas 17k 50, développait, suivant M. Fourneyron, une force utile de 60 chevaux ou 4500 kilogrammètres par seconde.

Ce résultat, tout à fait inattendu, ne peut être obtenu qu'avec une turbine ; c'est le seul moteur capable de recevoir un fluide animé d'une vitesse de

$$V = \sqrt{19{,}62 \times 108^{m}} = 46^{m}03 \text{ par } 1''.$$

Le diamètre extérieur étant $0^{m}55$, et la vitesse 2300, on trouve pour la vitesse à la circonférence intérieure, en supposant le rapport 0,7 entre les diamètres intérieurs et extérieurs de l'anneau :

$$v = 0{,}7\,\frac{0{,}55 \times 3{,}1416 \times 2300}{60} = 46^{m}36,$$

d'où il résulte que la vitesse de la turbine égalait celle de l'eau, circonstance dont il ne faut pas s'étonner, en réfléchissant que la force centrifuge, qui est énorme, vient augmenter considérablement la vitesse de l'eau à son passage dans les aubes.

Quant au volume d'eau dépensé, si nous supposons un rendement effectif égal à 60 chevaux, il ne dépasse pas 60 litres par seconde.

PRINCIPES GÉNÉRAUX SUR LES TURBINES FOURNEYRON

Sans entrer immédiatement dans le détail des opérations nécessaires pour déterminer les proportions d'une turbine, ou plutôt, pour se préparer à cette recherche même, il est indispensable d'en envisager les fonctions dans leur ensemble, et de se rendre compte des conditions que chacune des parties doit remplir, ainsi que de leurs exigences particulières.

En effet, ainsi que les roues à axe horizontal, les turbines centrifuges possèdent certains principes généraux d'ensemble qui se retrouvent dans tous les systèmes, avec quelques modifications de détail. On peut ajouter que l'énoncé de ces principes généraux pourrait presque suffire aux personnes habituées à l'étude des machines, pour se fixer assez complétement sur les conditions à remplir et sur le but à atteindre ; mais dans tous les cas cette première étude est toujours indispensable pour saisir le principe fondamental et arriver à l'application des calculs à chacune des parties du moteur.

En conséquence, voici les bases sur lesquelles sont calculées les proportions des turbines centrifuges.

La turbine étant un disque annulaire composé de cloisons qui forment entre elles des passages à l'eau, celle-ci doit s'y écouler dans les mêmes conditions que si la turbine ne tournait pas, c'est-à-dire que la somme des passages constitue un

orifice rectangulaire calculé pour dépenser un volume d'eau déterminé, et ayant une vitesse initiale en raison de la hauteur de la chute.

En examinant la forme des cloisons ou des aubes, on reconnaît que leur écartement varie de l'intérieur à l'extérieur du disque, et que l'écartement minimum est à l'extérieur, suivant la plus courte distance de l'extrémité d'une courbe à la courbe voisine. Donc, un orifice partiel est exprimé par cette plus courte distance et par la hauteur verticale de l'aube; et par suite l'orifice total par lequel s'effectue toute la dépense d'eau est naturellement égal à cet orifice partiel, multiplié par le nombre des courbes.

Le même principe est applicable aux courbes directrices, dont la somme des intervalles devrait égaler, comme orifice, celui de l'expulsion de l'eau, puisque celle-ci y passe également, à la différence près que la vitesse s'accroît un peu, par l'effet de la force centrifuge, au fur et à mesure qu'elle avance vers l'extérieur.

Ce simple exposé suffit pour juger, de prime abord, du rapport immédiat existant entre le volume d'eau à dépenser et les dimensions extérieures de la turbine; voyons ce qu'il advient quant à la vitesse de rotation qu'elle peut prendre.

De même que pour les autres moteurs hydrauliques, on admet un certain rapport entre la vitesse initiale de l'eau et celle de la partie du moteur qui en reçoit directement l'action.

Dans la turbine Fourneyron, l'eau sortant des orifices conducteurs ou distributeurs agit d'abord sur les premiers éléments des aubes, lesquels appartiennent à la circonférence intérieure du disque. Par conséquent, si l'on admet que cette circonférence prenne une vitesse qui soit une certaine fraction de celle de l'eau, laquelle est bien connue, il devient aisé de trouver la vitesse de rotation de la turbine.

Supposons pour exemple que la hauteur de la chute, comptée du niveau supérieur au milieu de la hauteur de la couronne mobile, soit égale à 4 mètres, et que le diamètre de cette couronne soit intérieurement de 1 mètre.

On sait que la vitesse due à 4 mètres de chute est égale à 8,86 (8),

et la circonférence de 1 mètre est de 3,1416.

Par conséquent, en admettant que la vitesse de cette circonférence soit les 0,6 de celle de l'eau, la vitesse de rotation devient

$$\frac{8,86 \times 0,6 \times 60}{3,1416} = 101,2,$$

soit cent tours environ par minute.

En combinant entre elles les conditions de dépense et de vitesse, on en déduit cette observation générale, que les dimensions d'une turbine augmentent avec le volume d'eau à dépenser, et que la vitesse s'accroît comme la chute, ou plus exactement, comme la racine carrée de cette hauteur; et d'autre part, qu'à chutes égales, la vitesse change en raison inverse des volumes d'eau à dépenser, puisque le diamètre, d'où se déduit la vitesse de rotation, doit augmenter avec la dépense.

Mais il n'y a pas lieu d'établir, d'après cet exposé, des règles invariables; car, si

le diamètre augmente pour correspondre à un plus grand volume, la hauteur du même cercle mobile peut aussi augmenter, le tout pour arriver à un orifice d'évacuation convenable. Par conséquent, il ne serait pas exact de dire que le diamètre augmente en rapport direct et exact avec la dépense, mais il faut dire qu'il s'accroît avec elle le plus ordinairement.

Quant à cette hauteur d'aubage ou d'orifice, ou de couronne mobile, elle n'entre pas théoriquement dans la détermination des conditions de marche du moteur ; et si des données pratiques permettent d'en fixer la valeur, on doit dire, tout d'abord, que se combinant avec le diamètre pour déterminer l'orifice d'évacuation, il peut s'établir entre eux une sorte de balance qui permette, dans les mêmes conditions, de choisir entre divers degrés de vitesse que le moteur peut fournir.

Après avoir défini d'une manière générale les conditions de grandeur et de vitesse d'une turbine, il reste à examiner les principes qui mènent à la forme des aubes.

Avec ce mode d'action de l'eau, où celle-ci agit exclusivement par jets ou veines fluides, et non par son poids simple, la forme des aubes a une influence qui ne se retrouve pas dans les autres moteurs, si ce n'est dans la roue Poncelet, où le mode d'action de l'eau présente quelque analogie avec celui des turbines.

Hâtons-nous cependant de signaler la différence importante qui s'y trouve. Dans la roue Poncelet, on a pu voir (p. 105) que l'eau entrant dans l'aubage s'y élève d'abord sous l'influence de sa vitesse initiale, puis redescend lorsque cette vitesse est éteinte, et passe par conséquent par le même chemin pour sortir comme pour entrer.

Dans la turbine Fourneyron, au contraire, dont l'aubage a néanmoins une forme tout à fait comparable (si ce n'est qu'il est placé horizontalement), l'eau traverse cet aubage sans éteindre sa vitesse autrement que par celle propre de la turbine, et sans changer de direction, par conséquent elle ne revient jamais sur elle-même ; elle entre par l'intérieur de la couronne mobile et sort par son extérieur. Tandis que, dans la roue Poncelet, elle entre et sort par l'extérieur, se rapprochant du centre dans la première phase de son action, et s'en éloignant pendant la seconde.

Cette différence est tout à l'avantage de la turbine, attendu que l'eau n'éprouve aucune gêne dans son passage au travers des aubes, puisque toutes les molécules sont dirigées dans le même sens, ce qui n'arrive pas avec la roue Poncelet, où l'eau qui s'élève sur l'aube est nécessairement contrariée par celle qui redescend.

Quoi qu'il en soit, le principe du tracé des aubes a de l'analogie dans les deux cas. On doit donner au premier élément courbe une direction telle que l'eau incidente n'y produise pas de choc ; et d'autre part, pour la turbine, la direction du dernier élément de ces mêmes aubes doit être telle, qu'elle fasse le plus petit angle possible avec la circonférence, afin que, de la vitesse de l'eau à sa sortie, combinée avec celle de la circonférence extérieure de la turbine, il résulte pour l'eau une vitesse relative se rapprochant autant que possible d'être nulle, ou du moins très-faible, comparativement à celle due à la hauteur de la chute, car :

Il faut, pour obtenir le plus grand effet utile, que l'eau entre SANS CHOC *dans la roue, et qu'elle en sorte* SANS VITESSE.

Tel est le principe général et fondamental que nous avons déjà exprimé plus haut, mais qui, nulle part, n'est pris plus sérieusement en considération que pour les turbines.

Il est bien entendu que s'il ne peut jamais être réalisé complétement, on doit néanmoins chercher à s'en rapprocher autant que possible.

Ces principes généraux s'appliquent à toutes les turbines, avec les modifications inhérentes à chaque système. On pourra facilement se rendre compte des rapports existants, par les notions complémentaires qui forment, comme nous l'avons dit, un chapitre spécial où se trouvent réunies les règles propres à déterminer exactement les proportions des turbines.

TURBINES DITES PLÉODYNAMIQUES

PAR M. FOURNEYRON

Tout récemment, M. Fourneyron a proposé un mode particulier de construction de turbines qui seraient composées de plusieurs aubages pour une même roue tournante. Le but de l'auteur était de créer des moteurs pouvant servir de récepteurs à des puissances déterminées sous le plus petit volume possible.

Voici, en principe, ce que sont ces turbines :

Une même roue mobile, portant deux ou plusieurs aubages distincts ayant chacun son entrée d'eau particulière; pas de directrices, avec ou sans vanne régulatrice.

Quant à l'emploi d'une vanne, il a donné lieu à une disposition perfectionnée, aussi applicable aux turbines centrifuges ordinaires.

M. Fourneyron avait présenté, à l'Exposition universelle de 1855, deux modèles de ces turbines, sur lesquelles nous donnerons quelques détails.

L'une d'elles comportait un disque tournant avec deux aubages et des vannes régulatrices. L'autre possédait quatre aubages et pas de vannes.

La première était dite, suivant l'auteur, *turbine pléodynamique géminée*, ce dernier terme se rapportant à la duplication des aubages.

La deuxième, par le même motif, était dite : *turbine pléodynamique bigéminée*, comme ayant quatre aubages.

Turbine géminée avec vannes régulatrices (fig. 53). — L'ensemble de la turbine est établi entre deux planchers qui divisent la hauteur de la chute en trois parties D et E, de façon que le niveau d'amont s'établissant au-dessus du plancher supérieur, celui d'aval règne entre les deux, en D. Par conséquent, les eaux s'introduisent dans le moteur en dessus et en dessous, par les canaux E, qui se terminent par un barrage vertical et représentent la chambre d'eau divisée en deux parties; passant par les orifices du récepteur, les eaux s'échappent et s'écoulent en D, qui constitue le canal de fuite.

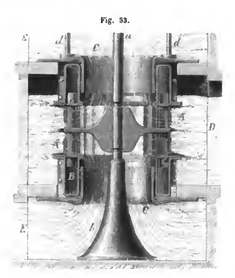
La turbine A se compose d'un disque en fonte garni sur ses deux faces, et à la circonférence, de deux aubages analogues chacun à celui des turbines ordinaires,

telles que celle de Saint-Maur, excepté qu'ici les aubes ne sont pas réunies par leurs extrémités opposées au disque, à cause du vannage dont nous parlerons tout à l'heure.

Pour nous expliquer plus aisément supposons un seul des aubages, puisque le fonctionnement des deux est semblable et simultané.

Nous pouvons remarquer que l'eau est admise dans chaque aubage par une embouchure cylindrique en fonte C, fixée sur le plancher, et dont la fonction rappelle complétement le large conduit adducteur de la turbine de Saint-Maur. L'extérieur de l'embouchure C sert de guide à la vanne B, qui la touche seulement en deux points, contre deux cercles métalliques rapportés dans des gorges et qui établissent le joint hermétique entre ces deux pièces.

Fig. 53.



La nouvelle vanne B représente en section un U ou deux cylindres concentriques fondus d'une même pièce. Les aubes réceptrices pénètrent dans l'intervalle de ces deux cylindres ; mais comme elles s'y meuvent nécessairement, et qu'il faut cependant établir une fermeture pour que l'eau ne s'introduise pas dans cet espace et, en même temps, constituer une paroi à la veine fluide, on a ménagé dans les rebords de la vanne une feuillure recouverte par des joues de façon à former des rainures circulaires ; dans ces rainures se trouve une plaque annulaire *e* que les aubes traversent par des découpures ad hoc; de plus, au passage de chaque aube, l'auteur applique des garnitures de liége pour bien étancher le tout.

Il résulte de cette disposition que la roue en tournant entraîne avec elle l'anneau *e*, qui doit lui-même tourner en glissant dans les rainures de la vanne où il

est logé. Mais si nous admettons pour l'instant que l'on veuille faire mouvoir la vanne, celle-ci glisse verticalement contre l'embouchure C; et, en montant ou en descendant elle entraîne avec elle la rondelle *e*, qui peut en effet glisser le long des aubes, en raison d'un certain jeu laissé dans les entailles pour leur passage, et d'un peu de flexibilité des garnitures de liége.

Pour résumer ce point, disons que la rondelle ou l'anneau *e* est une paroi, mobile circulairement par rapport à la vanne, mais qui lui devient solidaire dans les mouvements verticaux en se mobilisant par rapport aux aubes.

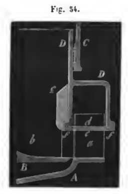
Si nous considérons maintenant les deux vannes B, nous remarquons qu'elles se déplacent ensemble, et de quantités égales, en raison d'un mécanisme employé à les mouvoir, lequel se compose de trois vis *d* portant chacune deux parties filetées en sens contraire et leurs écrous fixés aux vannes. Il suffit donc de supposer un mécanisme reliant les axes des vis, et à l'aide duquel on puisse les faire tourner dans un sens ou dans l'autre, pour comprendre que les vannes s'écartent ou se rapprochent à volonté afin d'augmenter ou de diminuer les passages dans les aubes. Le mouvement de la vanne appliqué à la turbine de Saint-Maur peut donner une idée exacte du mécanisme supposé ici (voir pl. 14).

Quant au montage de la roue mobile sur son axe *a*, il a lieu par un clavetage ordinaire et deux embases rapportées sur l'arbre; l'une, celle inférieure, composée d'une bague conique en deux pièces, encastrée dans l'arbre et dans le moyeu du disque tournant; l'autre, formée d'une bague cylindrique, aussi en deux pièces et entourée d'une autre bague d'un seul morceau.

L'axe a sa crapaudine ménagée dans un support élevé *b* dans lequel on peut faire pénétrer le conduit d'huile pour le graissage.

La vanne que nous venons de décrire a été appliquée aux turbines simples ordinaires avec une légère modification.

Fig. 54.



La fig. 54 est destinée à en donner une idée, et aussi à faire voir plus clairement le système de fermeture hermétique entre les aubes et la vanne.

A étant la roue mobile, B la couronne fixe, *a* les aubes, et C la pièce d'embouchure adductrice, la vanne glisse encore à l'intérieur de cette dernière pièce. Mais au lieu de consister dans un simple cylindre sur toute sa hauteur, elle forme comme une cloche annulaire dans laquelle viennent pénétrer les aubes, ainsi que pour la turbine décrite ci-dessus.

Par conséquent, la seule modification introduite dans cette turbine consiste dans la suppression de la couronne qui réunissait les aubes à leur partie supérieure. Elle se trouve remplacée par la paroi mobile *d*, ajustée dans les rainures ménagées à la vanne et formées par les joues annulaires rapportées *f*.

La fig. 54 permet d'apercevoir la garniture élastique *e* fixée à la paroi mobile *d*.

Les garnitures de bois *c*, ajustées entre les aubes directrices *b*, s'y trouvent également figurées; on voit qu'elles ne présentent pas de différence avec ce qui existe pour la turbine de Saint-Maur.

En fixant les dimensions de la vanne, on s'est arrangé pour qu'elles viennent buter contre le bord inférieur du conduit adducteur C, lorsqu'elle est levée à son maximum de hauteur, et de façon à atteindre cette limite sans avoir à craindre que la paroi mobile *d* ne se dégage accidentellement des aubes, car on comprend qu'un tel fait pourrait, non-seulement nécessiter un démontage complet de l'appareil pour remettre les choses en état, mais encore occasionner des ruptures par le mouvement de la turbine.

Maintenant, si l'on considère le but que l'auteur s'est proposé d'atteindre à l'aide de ce perfectionnement, on comprend de suite qu'il s'agit de la forme intérieure des orifices qui est conservée exactement pour chaque levée de vanne différente, ce qui offre l'avantage de dépenser l'eau dans des conditions aussi favorables, quel qu'en soit le volume.

Telle est toujours la question avec chaque moteur hydraulique, et principalement avec les turbines, dont la disposition générale se prête mieux que tout autre moteur aux grandes variations de chutes et de dépense.

Turbine bigeminée, sans vannes (fig. 55). — Cette deuxième turbine est établie exactement de la même façon que la première, quant à la disposition des canaux d'arrivée et de sortie de l'eau ; mais elle en diffère en ce qu'elle a quatre aubages récepteurs et point de vannes directes.

Le corps mobile est composé des deux aubages cylindriques A raccordés avec deux embouchures coniques, dont les extrémités sont munies d'un aubage B, formé d'une couronne cylindrique et d'aubes héliçoïdales, pénétrant dans des ouvertures circulaires pratiquées dans les planchers F.

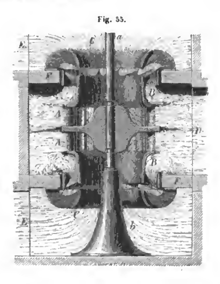
L'eau s'introduit dans l'appareil par des entonnoirs C, posés sur les planchers F à l'aide de pattes isolées, et qui laissent passer le fluide aussi bien à l'extérieur de l'entonnoir qu'à son intérieur. Par conséquent, le fluide se divisant en pénétrant dans la turbine, la partie qui passe à l'intérieur de chaque entonnoir C alimente l'aubage cylindrique A ; l'autre suit l'extérieur de l'entonnoir et vient agir sur la couronne B.

Nous ne pouvons nous étendre davantage sur les turbines pléodynamiques, dont

l'apparition est très-nouvelle et l'application encore trop restreinte. Nous prendrons note, cependant, de quelques observations de l'auteur sur la manière dont il croit leur emploi utile.

En dehors du but principal qu'il a cherché, et qui consiste à créer des moteurs puissants sous des dimensions relativement restreintes, M. Fourneyron fait remarquer, qu'en supposant aussi l'emploi de turbines sans vannes, il admet qu'il serait convenable de disposer, dans les usines qui ont une force motrice puissante, plusieurs moteurs au lieu d'un seul, ce qui donnerait lieu à une très-grande économie dans l'établissement de la transmission, qui ne devrait plus correspondre en aucun point à des efforts aussi considérables.

Fig. 55.



On aurait donc plusieurs turbines développant ensemble la force totale disponible, et respectivement de puissances différentes; la plus puissante, placée en tête, serait munie d'un vannage dont les autres pourraient se passer, attendu qu'au fur et à mesure des variations survenues dans la dépense il suffirait d'arrêter complétetement ou de mettre en marche un nombre déterminé de turbines.

Nous ignorons si l'industrie profitera de cette idée, qui pourrait être évidemment fructueuse et qui a été déjà émise à l'égard des machines à vapeur, quant à leur répartition par chaque groupe de machines à mettre en mouvement dans une même usine.

TURBINE CENTRIFUGE SANS DIRECTRICES

PAR M. CADIAT

(FIG. 1 A 4, PL. 15)

C'est en 1839 que M. Cadiat s'est fait breveter pour ce système de turbine, qui, au premier aspect, a quelque ressemblance avec celle de M. Fourneyron, mais en diffère réellement d'une façon très-notable.

Comme on se le rappelle, à l'égard de cette turbine, l'eau repose sur un fond fixe, qui est muni de cloisons directrices qui la dirigent contre les aubes de la partie mobile; le vannage se compose d'une couronne cylindrique qui se lève ou s'abaisse entre les directrices et les aubes motrices, et règle ainsi l'admission de l'eau à son entrée dans la turbine.

La turbine de M. Cadiat se compose, au contraire, d'un seul disque muni d'aubes à sa circonférence et fixé sur l'arbre de transmission ; l'eau reposant directement sur ce disque mobile s'échappe à la circonférence en passant directement par les aubes et détermine, par un effort particulier de réaction sur elles, le mouvement de la machine.

Le vannage, comme mécanisme, est analogue à celui de la turbine Fourneyron, mais il est placé à l'extérieur de l'aubage de façon à agir sur la sortie de l'eau plutôt qu'à son entrée.

En dehors des détails de construction, ces deux points principaux, consistant dans l'absence des directrices et dans la mobilité du fond qui supportent l'eau, suffisent déjà pour caractériser ce système dont nous allons donner une description détaillée.

La turbine, représentée pl. 15, a été établie à Sarreguemines, où elle fait mouvoir toute une fabrique de produits céramiques.

Sa puissance est considérable et atteint au moins 45 chevaux, ainsi que nous le montrerons plus loin.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

La fig. 1 de la pl. 15 est une section verticale passant par l'axe de la turbine.

La fig. 2 est une projection horizontale faisant voir particulièrement le mécanisme du vannage.

Les fig. 3 et 4 représentent en coupe verticale et horizontale un détail de l'organe principal de la turbine.

Le corps principal de la turbine est constitué par le disque à surface courbe en

fonte A, dont la section, bien indiquée par les fig. 1 et 3, est déterminée de façon à faire changer le fluide de direction sans transition brusque; cette forme est même continuée, jusque sur l'arbre central, au moyen d'une tôle *c* qui se raccorde exactement avec la surface du disque.

Les quatre trous *r*, ménagés dans cette pièce, n'ont d'autre usage que de permettre le nettoyage de la partie inférieure; autrement ils sont tenus constamment fermés par des plaques de tôle ou de cuir.

La circonférence du disque A est munie de la couronne des aubes *a*, qui ont été rapportées en tôle à cause de la trop grande dimension de la roue dont le diamètre extérieur n'a pas moins de 3m30. Les détails (fig. 3 et 4) font voir que l'aubage est formé des cloisons courbes cylindriques *a*, rivées entre deux plates-bandes circulaires en fer *b* d'une largeur convenable pour les comprendre entièrement. L'ensemble, ressemblant assez à une roue ordinaire à aubes courbes, a été fixé à la circonférence du disque dans une fraisure pratiquée préalablement, d'une profondeur correspondant à l'épaisseur de la couronne plate *b*.

Sur la fig. 4, quelques aubes sont représentées en coupe; d'autres, au contraire, sont en vue extérieure, pour laisser voir que leur réunion avec les plates-bandes a lieu au moyen de petits tenons découpés à même la tôle et pénétrant dans la plate-bande, où ils se trouvent rivés.

La turbine est établie au-dessus d'un croisillon en fonte B, composé de quatre bras et d'une couronne avec rebord, et servant d'assise à l'ensemble de la machine, en ce sens qu'il porte, fondue avec lui, la poêlette C du pivot de l'arbre moteur D; il est lui-même fixé sur les maçonneries par des boulons de fondation.

Le rebord *d* du croisillon entoure la turbine et s'élève à la hauteur exacte de la naissance des aubes. Comme il est tourné intérieurement ainsi que le bord du plateau A, on a pu ne laisser entre eux que le jeu nécessaire au mouvement, et ne pas craindre de pertes d'eau sensibles de ce côté. La face horizontale du rebord étant également dressée, le vannage cylindrique E, qui entoure la turbine, peut descendre jusqu'au point de coïncider exactement avec lui et permettre ainsi d'arrêter l'écoulement du fluide d'une manière complète, lorsqu'on veut suspendre le mouvement de la turbine.

On a supposé sur la fig. 4 la vanne presque entièrement fermée, afin de rendre sa fonction plus évidente.

Ce vannage est formé d'une tôle entourée cylindriquement et garnie à sa partie inférieure d'une couronne en fonte *e*, qui lui donne une rigidité convenable en la maintenant bien ronde.

C'est par des oreilles, dont cette couronne est munie, que la vanne est rattachée à quatre tiges verticales F reliées au mécanisme par lequel on la soulève et dont nous dirons quelques mots plus bas.

La chambre d'eau se trouvant, ainsi qu'à l'ordinaire, séparée du bief inférieur par un plancher en charpente G, il s'y trouve nécessairement, au-dessus de la turbine, une ouverture polygonale garnie d'un entonnoir-cône H par lequel l'eau s'écoule sur la turbine.

Cette pièce porte deux rebords, dont l'un sert à la fixer sur le plancher, et l'autre, se retournant par un arrondi bien prononcé, vient coïncider avec aussi peu de jeu que possible, à la joue supérieure *b* de la couronne des aubes. Ce rebord inférieur est garni d'une rondelle de cuir qui le désaffleure légèrement, et contre laquelle la vanne cylindrique frotte de façon à la guider et empêcher la fuite de l'eau dans cette partie.

Pour terminer ce qui est relatif aux parties que l'on peut regarder comme caractéristiques de ce système de moteur, il reste à parler d'un procédé imaginé dans le but de soulager le pivot de la charge d'eau et même du poids propre de toute la machine. On a remarqué, qu'en effet, la charge d'eau repose ici sur le plateau A et pèse avec lui sur le pivot de l'arbre qui porte le tout, tandis que dans la turbine du système de M. Fourneyron, le fond qui soutient la colonne liquide est fixe et soutenu par un arbre creux indépendant de l'axe tournant.

Donc, pour remédier à un vice qui pouvait sembler comme inhérent à son système, M. Cadiat a pensé devoir mettre en communication le dessous du plateau A avec le bief supérieur par un canal coudé, analogue à celui I, fig. 1, ce qui a pour résultat de rendre l'influence de la charge d'eau à peu près nulle par l'égalité des pressions de haut en bas et de bas en haut.

Mais s'il s'agit de basses chutes, comme dans l'exemple que nous avons choisi, où le poids propre de l'appareil, comprenant la turbine, son arbre et les pièces de transmission, est beaucoup plus considérable que celui dû à la hauteur de la chute, qui n'est que de 1m500, il devient insignifiant de soulager le pivot seulement du poids de l'eau, qui ne peut pas représenter la plus grande partie de la charge totale.

Pour opérer en conséquence et créer une contre-pression, en quelque sorte artificielle, l'auteur a appliqué ici une petite turbine J, de 0m80 de diamètre seulement, qui se meut dans un espace réservé au fond de la chambre d'eau, et où vient aboutir le conduit I communiquant avec le vide formé par le plateau A, au-dessous de la roue mobile.

La petite turbine J, bien loin d'être motrice, a son axe J' commandé par un arbre de couche *f*, qui prend son mouvement de l'axe moteur D par une paire de roues d'angle *g*, et le transmet à l'axe J' par la deuxième paire de roue *g'*.

Comme cette petite turbine est placée tout près de l'ouverture *h*, par laquelle l'eau lui arrive, il résulte du mouvement de rotation qui lui est transmis que cette eau, rejetée par l'effet de la force centrifuge, ne pouvant pas s'échapper librement exerce une pression qui se fait sentir dans toute l'étendue du conduit I, et par conséquent sous le plateau tournant A, qui est emboîté avec assez d'exactitude dans celui B pour que le liquide pressant à l'intérieur n'en sorte que difficilement.

DÉTAILS DES PRINCIPAUX ORGANES

Mouvement du vannage. — La différence remarquable, entre le mécanisme employé par M. Cadiat pour faire mouvoir le vannage et celui adopté par M. Fourneyron, consiste dans la manière de transmettre le mouvement réciproque aux quatre tiges auxquelles la vanne est suspendue.

Dans la machine actuelle, chaque tige F est clavetée avec un manchon en fonte K (fig. 1 et 3), dont la partie supérieure porte l'écrou en bronze *i*, dans lequel passe une tige filetée L qui ne doit recevoir qu'un mouvement de rotation sur elle-même, et reste fixe dans le sens vertical. Ces tiges sont retenues aux extrémités des branches du croisillon en fonte M, qui est boulonné sur un bâti spécial en charpente N, et dont le moyeu est disposé en boitard pour servir de guide intermédiaire à l'arbre de la turbine.

Trois des quatre tiges L portent au-dessus du croisillon M une manivelle *j*, et la quatrième une roue d'engrenage *k*, dont l'un des bras forme, du reste, une manivelle; ces quatre manivelles sont rattachées ou reliées ensemble au moyen de quatre bielles O, dont les têtes, mâles ou femelles, s'assemblent avec un seul bouton par manivelle.

Si nous admettons maintenant que l'une des tiges L soit mise en rotation d'une façon quelconque, il est clair que ce mouvement sera répété exactement par les trois autres auxquelles les quatre bielles O le communiqueront, en tendant à conserver entre elles la disposition d'un carré invariable.

Ce mouvement initial de l'une des tiges se donne à la main en agissant sur le petit volant P, monté à l'extrémité supérieure d'une tige verticale *l* portant le pignon *k'* qui engrène avec la roue *k*. Cette tige s'élève à une hauteur convenable pour que la commande du vannage soit mise à la portée des ouvriers de l'usine. Ici elle traverse le plancher Q, à niveau avec le sol de l'usine, et passe à l'intérieur d'une petite colonne R qui la maintient dans la verticalité et forme support pour le volant à main P. La même tige est portée par une petite crapaudine *m* fixée sur le bâti intermédiaire N.

En résumé, les tiges filetées L en tournant s'engagent plus ou moins dans les écrous *i*; mais comme elles ne peuvent monter ni descendre, ce sont ces écrous qui s'abaissent ou s'élèvent, et avec eux les manchons K, les tiges F et la vanne E.

Toute cette transmission permet facilement à un seul homme de manœuvrer la vanne pour mettre la turbine en marche, l'arrêter ou modifier sa dépense d'eau. Mais il est évident que, pour une turbine de moindre dimension, on pourrait agir directement sur l'une des manivelles et opérer dans un temps plus court.

Pivot et arbre. — L'arbre vertical D est en fonte, et porte, par la disposition spéciale de l'usine, 8^{m}25 de longueur, d'une seule pièce. Son diamètre minimum est de 0^{m}22, et il devient égal à 0^{m}25 à l'endroit de son assemblage avec la turbine. A

part son pivot, il est guidé à la hauteur du plancher Q par un boitard S, et plus haut, à la hauteur d'un deuxième plancher, par un guide semblable.

La crapaudine qui reçoit le pivot est d'une grande simplicité, mais ne présente pas, peut-être, toutes les garanties qu'offre la disposition de M. Fourneyron. La partie inférieure de l'arbre D, ayant été légèrement diminuée de diamètre, pénètre juste dans un manchon en bronze *n* qui garnit intérieurement la poêlette C, appartenant au plateau B fixé sur la maçonnerie (fig. 3). Cette extrémité de l'arbre est garnie en bout d'un fort pointal en acier trempé *o*, dont la partie portante est néanmoins plate et repose sur un grain d'acier *p* cylindrique, mais d'un plus fort diamètre que le pointal, et qui peut glisser verticalement d'après son ajustement dans la douille n. Un balancier T vient alors agir sur ce grain *p* pour le soutenir et le relever au besoin comme dans quelques-uns des divers exemples que nous avons vus précédemment.

Pour entretenir le graissage du pivot, l'huile est amenée constamment dans le vide existant autour du grain *p* par un tube *q* qui passe sous la turbine et s'élève jusqu'à un réservoir situé au-dessus du niveau de l'eau.

Cette disposition rend le graissage assez certain, si l'arbre est bien ajusté dans la douille en bronze *n* pour ne pas laisser de passage facile à l'huile, et si, d'autre part, le réservoir d'où part celle-ci est assez élevé pour que la pression, qui en résulte à l'intérieur de la crapaudine, contre-balance suffisamment celle de l'eau renfermée dans le vide de la turbine.

On pourrait encore, pour empêcher la fuite de l'huile, pratiquer une gorge dans le grain et l'emplir d'une tresse de chanvre.

Mais, en se rapportant à ce qui a été dit plus haut, que l'auteur suppose toujours l'appareil équilibré, on en pourra déduire que le pivot n'éprouvant, en définitive, que peu ou point de pression, il ne présente pas de difficultés d'entretien.

CONDITIONS DE MARCHE

A l'époque de l'établissement de cette turbine dans l'usine de Sarreguemines, il n'a pas été possible, pour des raisons locales, de s'assurer par des expériences au frein de la valeur exacte de son effet utile.

D'après les moteurs qu'elle était appelée à remplacer on peut seulement évaluer sa force à 45 chevaux, environ.

Voici quelles sont ses conditions de marche :

Chute normale....................................	1m50
Vitesse due à cette hauteur.......................	5m42
Diamètre extérieur de la turbine..................	3m30
Hauteur effective des aubes.......................	0m50
Écartement minimum des aubes......................	0m07
Nombre d'aubes....................................	30

Section de l'orifice formé par deux aubes consécutives.	$3^{d.q.}5$
Section totale que la turbine présente au débit.......	$105^{d.q.}$
Nombre de tours de la turbine par 1'..............	20
Vitesse à sa circonférence par 1''..................	$3^{m}45$
Rapport entre cette vitesse et celle de l'eau.........	0,63

Il résulte de ces conditions que la turbine peut dépenser jusqu'à 5000 litres d'eau sous la charge de 1,50, et la vanne démasquant entièrement les orifices.

Or, 5000 litres ou kilog. d'eau avec $1^{m}50$ de chute font en chevaux :

$$5000 \times 1,50 \div 75 = 100 \text{ chevaux,}$$

puissance théorique dont cette machine peut être le récepteur, si nous en exceptons l'arbre qui, par son diamètre, ne peut pas transmettre une force de plus de 45 chevaux et même en remarquant que les arbres des turbines ne sont pas soumis à des efforts de torsion aussi énergiques que ceux qui portent des volants. (Voir les règles pratiques que nous avons exposées page 243.)

EXAMEN DU MODE D'ACTION DE L'EAU

Lorsqu'on n'examine ce moteur que superficiellement on est porté à le ranger dans la catégorie de ceux dans lesquels l'eau agit par réaction, tels que ceux d'Euler, de Mannoury d'Ectot, etc., où l'eau est emportée dans le mouvement propre du récepteur en sens inverse de son écoulement à l'extérieur.

Cependant les résultats obtenus par la turbine Cadiat sont de nature à faire supposer, même à priori, qu'il n'y a pas identité entre ce système et les moteurs à réaction.

En effet, la vitesse circonférentielle qui correspond au maximum d'effet semble s'approcher des 6/10 de celle de l'eau, tandis que les moteurs réellement à réaction n'ont jamais pu être utilement appliqués, et que leur maximum d'effet correspondrait à une vitesse de rotation infinie (p. 265); ces résultats suffiraient donc déjà pour affirmer que ce moteur a un mode d'action qui lui est particulier.

Mais M. Cadiat s'est suffisamment expliqué à cet égard pour qu'il soit permis d'admettre que cette turbine ne marche pas par réaction.

Voici à peu près ce que l'on peut conclure des explications données par ce savant ingénieur à propos de la distinction à établir entre un moteur à réaction et le sien.

Dans un moteur à réaction le liquide, se trouvant renfermé dans un récipient dont l'étendue horizontale est beaucoup moindre que celle du cercle qu'il décrit, se trouve naturellement entraîné avec lui et partage complétement sa vitesse de rotation.

Mais dans la turbine dont il s'agit, l'eau repose sur toute l'étendue d'un fond

plein, sans cloisons qui puissent le forcer de partager son mouvement, qui ne pourrait être engendré que par le frottement ou l'adhérence de l'eau sur ce fond.

Or, en combinant la direction que l'eau possède en vertu de sa vitesse initiale, qui tend à la faire persister dans des plans passant par l'axe, avec la tendance au mouvement circulaire par l'adhérence sur le fond, M. Cadiat trouve que sa déviation, par rapport aux rayons, est si faible qu'elle peut être négligée, et que l'eau peut, en résumé, être considérée comme fixe quant au mouvement circulaire de la turbine.

Par conséquent, son action sur les aubes naît uniquement du changement de direction qu'elle subit aussitôt qu'elle les rencontre ; il n'y a pas percussion ainsi que cela a lieu dans les turbines où le fluide dirigé par des conduits fixes rencontre des aubes en mouvement.

De cette dernière observation, M. Cadiat déduit encore qu'avec son système l'intervalle des aubes doit être constamment rempli, et que la veine d'eau est plus régulière qu'avec des orifices adducteurs fixes devant lesquels le passage des aubes mobiles en gêne la direction.

Sans pouvoir dire que la turbine Cadiat ait eu autant de succès que celles de MM. Fourneyron et Fontaine, il n'en est pas moins vrai que quelques mécaniciens en exécutent encore, surtout par la raison qu'elle coûte moins cher par la suppression des directrices.

Quelques ingénieurs ont même repris cette idée pour la perfectionner. Nous citerons entre autres M. Barbier, qui, en 1845, a proposé cette même turbine, mais la vanne cylindrique placée à l'intérieur de l'aubage au lieu de la placer à l'extérieur comme Cadiat.

Puis M. Krafft, qui a imaginé, l'année suivante, de munir cette turbine d'une vanne ayant la même forme courbe que le fond fixe contre lequel elle viendrait, en effet, s'appliquer, en la supposant au maximum d'ouverture des aubes. Cette vanne se trouvait découpée à sa circonférence pour le passage des aubes et tournait avec elles; elle devait avoir pour effet de conserver aux orifices leur forme à tous les degrés de levée, exactement, du reste, comme celle des turbines pléodynamiques de M. Fourneyron (voir ci-dessus), lesquelles, jusqu'à un certain point, participent à l'idée de Cadiat par l'absence de directrices, et à celle de Krafft pour la vanne.

TURBINES A ORIFICES COMPENSÉS

PAR M. P. CALLON

(FIG 5 A 7, PL. 15)

En rapportant chaque turbine centrifuge à celle Fourneyron, prise comme type, nous trouvons entre cette dernière et celle pour laquelle M. Pierre Callon a été breveté le 19 octobre 1840, les différences principales suivantes :

Les orifices d'évacuation, au lieu d'être maintenus parallèles dans le sens horizontal de l'intérieur à l'extérieur de la turbine, vont en s'élargissant dans ce même sens en vue de rendre la section d'évacuation constante, et surtout inversement proportionnelle à la vitesse de l'eau aux points correspondants de son parcours.

Les aubes directrices, dans la turbine Callon, n'occupent qu'une zone étroite et sont en nombre égal avec celles de la couronne mobile, tandis que dans la turbine Fourneyron les directrices sont prolongées jusque auprès de l'axe et peuvent être moins nombreuses que celles de la turbine.

Enfin le vannage cylindrique est remplacé ici par des vannes partielles agissant à l'entrée de l'eau dans les aubes directrices et par deux ensemble.

M. Callon a proposé l'application de son système d'aubes compensées aux turbines qu'il appelle *culériennes* aussi bien qu'à celle qu'il désigne sous le titre de turbine immergée et que nous nommons aussi avec lui *turbine centrifuge*.

Disons de suite que la turbine que M. Callon appelait culérienne est celle pour laquelle M. Fontaine venait de prendre un brevet le 19 mars 1840, et qui lui a été délivré le 12 septembre de la même année. Malgré cette antériorité nous citons les turbines Callon avant celles Fontaine, attendu que ces dernières appartiennent à un mode différent d'admission de l'eau et que leurs perfectionnements datent, pour la plupart, d'époques très-récentes.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE CENTRIFUGE

La fig. 5 de la pl. 15 est une coupe verticale de cette turbine.

La fig. 6 en est une section horizontale passant par le milieu de la hauteur des orifices.

La fig. 7 est un détail, à une plus grande échelle, de l'aubage de la turbine et des directrices en coupe verticale, suivant la direction des rayons.

La turbine ou partie mobile se compose encore d'un disque en fonte A, ayant dans son ensemble la forme d'une cuvette, mais dont le bord est ramené dans un plan de façon à former une couronne plate annulaire pour recevoir la couronne

des aubes *a*. Celles-ci sont en tôle de 4 à 5 millim. d'épaisseur, rivées, d'une part, sur le bord du disque A, et de l'autre, après une couronne supérieure isolée *b*, également en fonte.

Le plateau mobile A est monté sur l'axe vertical B, par l'intermédiaire d'un manchon en fonte *c* qui est fixé sur l'arbre par un clavetage et repose en outre sur une embase saillante ménagée à l'arbre. L'extérieur de ce manchon est conique ainsi que l'alésage du moyeu réservé au centre du plateau A. Cette conicité de l'ajustement suffit donc pour soutenir verticalement le plateau, qui s'y trouve aussi fixé par une clavette.

Un fond fixe C, en fonte, est disposé à l'intérieur de la turbine à la hauteur précise de l'ouverture de l'aubage; il est monté à la partie inférieure d'un manchon en fonte D, creux pour le passage de l'arbre moteur et soutenu invariablement par le haut à l'aide d'une boîte en fonte E établie sur la charpente du premier plancher F.

La manière de réunir le fond fixe au support D est la même que pour la turbine; c'est encore un ajustement cône sur une bague *d* qui est elle-même soutenue sur le porte-fond D par une saillie venue de fonte, puis fixée par plusieurs clavettes afin d'empêcher que le passage de l'eau au travers des directrices ne détermine de la part de ce fond un mouvement de rotation.

Ainsi que cela doit avoir lieu en pareil cas, le fond fixe est raccordé avec le manchon par une tôle *h*, façonnée en congé, disposée pour faciliter l'écoulement de l'eau et la préparer au changement de direction.

Le manchon D est retenu dans la boîte E par une disposition toute semblable. Il est soutenu par un épaulement qui s'ajuste dans une virole *e*, qui est aussi montée par des clavettes dans la boîte E sur le fond de laquelle elle repose.

C'est à la circonférence du fond fixe que se trouvent les aubes distributrices *f*, en tôle comme celles *a*, et, comme ces dernières, rivées à une couronne annulaire *g*. Mais la couronne des directrices est immédiatement jointe au châssis en charpente G que soutient le plancher H de la chambre d'eau, en garnissant le pourtour de l'ouverture qui établit le passage de l'eau à la turbine.

C'est à l'intérieur du cadre G et du cercle des directrices, par conséquent, que sont disposées les vannes I qui règlent la distribution de l'eau en fonctionnant comme autant de tiroirs séparés.

Ces vannes représentent chacune un demi-cylindre de bois dont le diamètre est égal à l'écartement de deux aubes *f;* chaque vanne est rattachée à une tringle verticale *o* qui s'élève à une hauteur suffisante pour atteindre l'endroit d'où l'on veut les manœuvrer. Pour que chaque tiroir I ne se dérange pas de sa place dans ses mouvements, il est muni de deux appendices *i* qui lui servent de guide avec l'aube correspondante; et comme ces appendices empêcheraient la vanne de se dégager de l'aube quand on veut découvrir entièrement l'orifice, la tringle qui la tient porte en son passage dans un disque *p*, fixé sous la charpente F, un étoquiau qui, lorsqu'on tire la tringle, la fait dévier et rapproche la vanne du centre de la quantité nécessaire pour l'échappement de l'appendice.

L'auteur a supposé que l'on pouvait disposer le mécanisme d'une telle façon que l'on pût à volonté mouvoir chaque vanne séparément, ou par groupe ou toutes ensemble. La faculté d'agir sur chacune d'elles isolément permettrait de n'en ouvrir que le nombre voulu pour une dépense déterminée, mais dans leur levée maximum, laissant aux orifices découverts leur section totale pour ne pas modifier les conditions du passage de l'eau.

Nous devons ajouter toutefois que ces divers points de la construction sont indiqués ici plutôt comme renseignements que de toute autre manière, attendu que cette turbine est elle-même principalement citée pour le principe qu'on a cherché à lui appliquer de la compensation des sections d'aubes. Parlons maintenant de ce que l'auteur a proposé à cet égard.

DISPOSITION DES AUBES DE LA TURBINE ET DES DIRECTRICES

En examinant la nature de l'intervalle compris entre deux des aubes *a* de la couronne mobile suivant la projection horizontale, on ne tarde pas à reconnaître que la section de ces intervalles est plus considérable à l'intérieur du cercle qu'à l'extérieur, où les cloisons ne conservent entre elles qu'une faible distance, qui pourrait même être encore diminuée si le dernier élément des aubes formait avec la circonférence extérieure un angle plus petit.

Si l'on considère maintenant qu'un volume d'eau doit circuler dans l'intervalle de deux aubes avec une vitesse uniforme de l'entrée à la sortie, il doit en résulter que cet intervalle n'est pas rempli complétement.

M. Callon a trouvé qu'il en résultait une perte d'effet utile, et pour y remédier il a imaginé de garnir l'intérieur des aubes directrices et réceptrices de côins de bois qui ont pour objet de conserver à leur intérieur une section égale de l'entrée à la sortie, ou, en d'autres termes, que cette section soit proportionnellement inverse à la vitesse que l'eau doit y posséder à chaque point de son passage.

La fig. 7, qui est un détail du double aubage, indique la forme que ces coins *j* donnent à l'intérieur des aubes; on voit qu'à leur entrée, suivant la section verticale, elles sont rétrécies en compensation de leur plus grand écartement au même point en section horizontale, fig. 6.

Les cales *k*, qui garnissent les intervalles compris entre les aubes *f* du distributeur, ne modifient pas le parallélisme des faces horizontales, et la section horizontale, fig. 6, montre qu'en effet les espaces entre les aubes *f* conservent en ce sens une largeur sensiblement uniforme de l'entrée à l'extérieur. Ce que ces cales présentent de particulier, c'est un arrondi très-prononcé intérieurement pour favoriser l'introduction de l'eau en évitant la contraction.

Pivot. — Nous n'aurons que peu de chose à dire du système du pivot proposé par M. Callon, attendu qu'il n'a pas été généralement appliqué, et que l'auteur lui-même n'y a pas attaché d'importance.

Au lieu de garnir l'extrémité inférieure de l'arbre d'un pivot tournant dans une crapaudine, M. Callon a, au contraire, rendu ce pivot fixe et l'a fait pénétrer dans l'arbre.

Il consiste dans une pièce J tournée et munie d'une large embase par laquelle il repose sur un siége en fonte *l*, où il est aussi engagé par une portée cylindrique. Ce siége est lui-même établi et serré par des coins sur une plaque de fondation *m*, qui est fixée sur la maçonnerie au moyen de boulons.

La partie supérieure de la pièce J formant pivot pénètre dans le bout de l'arbre B, dans lequel on a ouvert un trou dont le fond est garni d'un grain d'acier correspondant au bout du pivot.

Le graissage s'effectue à l'aide d'un conduit *n*, qui part de la hauteur du plancher F et aboutit à la partie inférieure du pivot qui se trouve percé au centre dans toute sa hauteur.

Il n'avait pas été réservé d'autre moyen pour régler la hauteur de la turbine et parer à l'usure du pivot que de placer au besoin des cales ou rondelles de fer entre son embase et le siége *l*.

ENSEMBLE DE LA TURBINE DITE EULÉRIENNE

Le système de turbine ainsi désigné par M. Callon a, en effet, pour caractère distinctif que l'eau traverse verticalement le distributeur et le récepteur en conservant une même distance de l'axe de rotation (voir précédemment les roues à cuve, celles d'Euler et de Burdin, pages 256, 261 et 269). Quoique ce soit la première fois que nous ayons à citer dans cet ouvrage un moteur moderne basé sur ce principe, il n'en est pas moins vrai que, pour suivre l'ordre chronologique exact suivant lequel les innovations ont été mises au jour, il eût fallu mentionner auparavant les travaux de M. Fontaine, qui, nous l'avons dit plus haut, avait déjà étudié cette question.

Si nous nous permettons cette dérogation à la marche suivie jusqu'à présent c'est que, en résumé, la différence de date est faible, et que les modifications proposées par M. Callon s'étendant sur plusieurs systèmes, nous ne croyons pas devoir les séparer, réservant d'ailleurs le prochain article à M. Fontaine.

La fig. 56 (p. 313) représente donc la turbine que M. Callon appelle eulérienne, suivant deux vues I et II, coupe verticale et projection horizontale, et une coupe verticale partielle III, suivant l'aubage développé.

Ainsi qu'on peut le voir, le récepteur A est une espèce de roue horizontale dont la circonférence présente une zone vide, annulaire, divisée par des cloisons minces *a* dont les éléments horizontaux se dirigent sur l'axe de rotation, en suivant une directrice courbe prise au milieu de la largeur de la zone et dont la forme est indiquée fig. III.

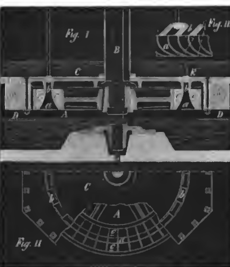
Au-dessus du récepteur, qui est monté comme dans la turbine précédente sur un arbre vertical B, se trouve une plaque de fonte C, établie fixement sur le bâti

en charpente D, et percée d'une suite d'orifices *b*, dont la voie correspond au cercle milieu de la zone des aubes *a*, qui constituent les directrices.

L'eau s'introduit par les orifices *b* et arrive sur les aubes *a* suivant une direction déterminée; son action a, comme précédemment, pour résultat de déterminer le mouvement de rotation de la turbine dont elle traverse l'aubage et s'écoule à la partie inférieure dans le bief d'aval.



Fig 56



C'est là le fait dont nous avons le moins à nous occuper actuellement, puisque ce système particulier est décrit plus loin avec d'amples détails.

Mais ce qui doit être spécialement remarqué c'est que l'intervalle des aubes *a* est garni de coins en bois *c* qui laissent aux orifices toute leur largeur à la sortie et les rétrécissent à l'entrée en ne leur laissant qu'une largeur correspondante à celle des orifices injecteurs *b*; il suffit de se rappeler ce qui vient d'être dit à l'égard de la turbine immergée pour se rendre compte du but de cette disposition.

Nous ferons encore remarquer les tampons E, qui servent à fermer à volonté les orifices *b*, en partie ou en totalité, soit que l'on veuille modifier le volume d'eau admis, soit qu'il s'agisse d'arrêter complétement le moteur; et nous bornerons là ce que nous croyons utile de dire à l'égard de cette turbine, sur laquelle nous aurons, du reste, l'occasion de revenir plus loin en parlant de ce type, en général.

Cependant il sera utile de placer ici un extrait des commentaires que l'auteur a lui-même faits sur les turbines en général, et sur son système en particulier, au moment où il a fait la demande du brevet qui devait lui en assurer le privilége.

Quel qu'ait pu être le résultat pratique de leurs travaux, il sera toujours très-important de connaître l'avis des hommes de science, qui ont habitué les praticiens à des études analytiques dont le moindre résultat fut d'appeler leur attention sur certains faits qui, sans cela, n'eussent peut-être jamais été bien définis.

EXTRAIT DU MÉMOIRE DE M. P. CALLON

« Par la disposition adoptée dans cette turbine, les conditions nécessaires pour que l'écoulement du liquide moteur se fasse conformément aux indications de la théorie, sont remplies aussi exactement que possible, c'est-à-dire que quel que soit le volume d'eau à dépenser, l'eau coule à *gueule-bée*, tant dans les *orifices injecteurs* que dans les *canaux réacteurs*, avec une vitesse égale à celle que prendrait une molécule isolée.

« Il en résulte que dans certains cas où le rendement des turbines ordinaires baisse d'une manière notable, principalement dans la saison des sécheresses, c'est-à-dire dans la saison où il importe que le rendement se maintienne intégralement, celui de la *Turbine-Callon* se trouve conservé, puisqu'il est proportionnel, à l'exception de la petite perte due aux résistances passives, au nombre d'orifices ouverts.

« Cette première modification a particulièrement pour objet les cas très-nombreux dans la pratique, où une turbine établie pour recueillir la force d'une grande masse d'eau avec une chute médiocre, doit encore faire le même travail, lorsque le volume est diminué de la moitié ou des deux tiers, et que par compensation, la hauteur de la chute est devenue double ou triple de ce qu'elle était dans la saison d'abondance d'eau.

« Comme le débouché des orifices injecteurs est proportionnel à celui des orifices expulseurs correspondants, et qu'il n'y a par conséquent aucune perturbation dans le mouvement du liquide, tant en traversant les orifices injecteurs qu'en parcourant les aubes, il ne tend à se produire dans la roue, ou dans la partie de cette roue qui travaille, ni *aspiration*, ni *expulsion*, par le jeu qui existe entre la roue et les orifices injecteurs; ce jeu, inévitable du reste, et qu'on ne peut que diminuer par une exécution soignée, mais sans jamais l'annuler complétement, n'a donc ici aucun inconvénient.

« Les garnitures en bois qui servent à donner aux orifices injecteurs et aux canaux réacteurs la forme et la section convenables, ont en outre l'avantage de faire disparaître les saillies que présentent les boulons et écrous, lesquelles saillies ne laissent pas de causer une petite perte de force dans les turbines ordinaires, principalement quand le volume d'eau est faible.

« Le milieu du fond fixe C est occupé par une surface courbe qui se raccorde avec ce fond, et avec le tuyau D, de manière à faire disparaître toutes les arêtes

saillantes et à disposer, en quelque sorte, l'eau à entrer horizontalement et avec le moins de perte de force vive possible dans les orifices injecteurs, qui ne sont point prolongés vers le centre. Le prolongement ne pourrait qu'embarrasser cet espace, sans contribuer à imprimer à l'eau la direction voulue, à cause de la perturbation que doit y apporter l'arrivée (dans une direction verticale) de nouveaux filets liquides, et parce que la largeur de ces canaux injecteurs augmentant sans cesse depuis le tuyau porte-fond jusqu'au bord intérieur de la couronne, une nouvelle quantité d'eau dépourvue de toute vitesse, dans le sens horizontal, se mêle, à chaque instant à celle qui aurait pu recevoir un commencement de direction des courbes, et ne peut manquer de détruire, en grande partie, ce commencement d'effet.

« Les obturateurs qui ferment les orifices injecteurs devant servir exclusivement à régler la quantité d'eau à dépenser sur la roue (quantité qui, en général, ne varie pas d'un jour à l'autre), on peut employer, pour arrêter ou mettre en train, une vanne ordinaire placée en amont du réservoir, ou mieux encore une vanne cylindrique (qui pourrait être en tôle et équilibrée par des contre-poids) fermant sur le cadre ou châssis qui entoure l'appareil. On évite ainsi l'inconvénient que peut présenter la lenteur de la mise en train et de l'arrêt de la turbine, quand on se sert, pour cet objet, de la vanne régulatrice elle-même.

« Lorsque les courbes directrices règnent depuis le centre jusqu'à la circonférence du plateau au fond fixe, on est obligé d'en restreindre le nombre bien au-dessous du nécessaire, pour ne pas gêner l'arrivée de l'eau en obstruant à l'excès le milieu de ce plateau; mais les canaux injecteurs n'occupant que le bord même du fond, il devient possible de multiplier ces canaux injecteurs autant que peut l'exiger une direction réelle et parfaite des jets moteurs. »

M. Callon ne s'est pas trompé dans ses prévisions. On est revenu, depuis lui, à la forme évasée des aubes et à l'admission partielle, au moins pour les turbines dites *en dessus*.

On a également pu constater qu'il n'est pas nécessaire de donner aux aubes directrices un très-grand développement.

Quant à leur nombre, on s'est aussi attaché à le rendre au moins aussi grand que celui des aubes réceptrices; puis l'évasement des orifices expulseurs a été maintenu, de façon qu'en combinant cet évasement avec le plus grand nombre de directrices, on est arrivé à ce que l'on appelle maintenant *la libre déviation de la veine fluide*, c'est-à-dire que l'on s'assure par cette disposition que les veines fluides suivent exclusivement l'une des parois des aubes réceptrices sans en remplir complétement les intervalles; en un mot, de manière à éviter ainsi les effets de réaction.

Nous reviendrons sur ce sujet en parlant du système spécial de turbines pour lequel cette observation a été particulièrement faite.

FIN DU CHAPITRE HUITIÈME.

CHAPITRE IX

TURBINES EN DESSUS DITES TURBINES FONTAINE

PAR MM. FONTAINE ET BRAULT

(PLANCHES 16 ET 17)

Les plus anciennes roues horizontales étaient généralement disposées, ainsi qu'on a pu le voir, pour que le passage de l'eau s'y fît verticalement, et en conservant une distance fixe du centre de l'axe pendant la durée complète de son action sur le récepteur. Les roues d'Euler, de Burdin, en sont des exemples, ainsi que les roues à cuillers et à cuve. On distingue seulement, parmi ces divers systèmes, ceux où l'eau agit uniquement par le choc, et ceux dans lesquels le fluide moteur est utilisé par l'action simple de son poids.

Le système de moteur que l'on désigne actuellement sous le titre de turbine Fontaine, du nom de son auteur, semble être la réalisation directe du principe déjà appliqué par Burdin (p. 270).

Cette turbine est parfois improprement nommée *eulérienne*, peut-être parce que la roue d'Euler dépense l'eau aussi verticalement et qu'elle se compose de deux vases superposés, l'un fixe et l'autre mobile (p. 261); mais il sera facile de signaler les différences existant entre ces deux machines, dont la première n'a, du reste, jamais existé qu'en chiffres, si nous en exceptons les essais de Burdin, tandis que l'autre est maintenant d'une application presque générale.

En effet, nous avons vu que l'eau agissait exclusivement par réaction dans la machine d'Euler; et quant à la distribution du fluide, elle avait bien lieu au moyen d'un vase fixe muni d'injecteurs, mais seulement dans l'intention d'admettre l'eau sans chocs dans le vase en mouvement; tandis que dans la turbine Fontaine ainsi que dans celle Fourneyron le distributeur correspond, pour ainsi dire aube pour aube, avec la couronne mobile, et les veines fluides issues directement des directrices agissent sur les aubes motrices, au lieu qu'on a pu voir que dans la turbine d'Euler il se formait une nappe permanente au-dessus des conduits récepteurs.

Somme toute, la turbine Fontaine et la turbine Fourneyron constituent les deux types modernes principaux sur lesquels toutes les autres turbines sont basées et en sont des dérivations plus ou moins proches.

Nous distinguons la turbine Fontaine de celle Fourneyron, en disant que dans la

première le fluide agit verticalement, sans s'écarter de cette direction et en conservant une distance fixe du centre à la circonférence, et que, dans la deuxième, il agit horizontalement après avoir été introduit verticalement, et que ce mode d'action constitue particulièrement la turbine centrifuge.

Ajoutons encore que la différence de sens d'action du fluide dans les deux turbines fait que les aubes de l'une, celle Fourneyron, sont cylindriques, et que dans l'autre, elles sont à peu près héliçoïdales.

Sans parler de toutes les dispositions que M. Fontaine a dû imaginer avant d'en arriver aux bonnes machines qu'il construit maintenant, disons que l'on reconnaît dans ces dernières les principales particularités suivantes :

1° La disposition du récepteur mobile et du corps des directrices, disposition qui est telle que ces deux pièces peuvent être établies en fonte et chacune d'une seule pièce avec les aubes et le croisillon;

2° La suspension du récepteur tournant sur un pivot placé à la partie supérieure de l'axe, et par suite entièrement hors de l'eau;

3° L'adjonction d'un vannage (de création récente), dont la disposition permet, le plus facilement qu'il soit possible, de découvrir ou de fermer à volonté un nombre quelconque d'orifices adducteurs, suivant le volume d'eau à dépenser.

Les turbines de M. Fontaine affectent diverses formes suivant les hauteurs de chutes, ordinaires ou considérables, et aussi suivant les grandes variations qui se rencontrent dans les volumes d'eau disponibles.

Nous commencerons par décrire la disposition la plus usuelle, ou celle qui convient dans les conditions des moyennes comme des plus basses chutes, mais qui s'applique aux moyennes dépenses ainsi qu'aux plus considérables. Cependant, avant d'en venir à décrire le moteur dans ses perfectionnements les plus récents, il nous paraît nécessaire de faire connaître la disposition suivant laquelle il a été répandu d'abord et expérimenté dans plusieurs localités.

CONSTRUCTION PRIMITIVE DE LA TURBINE FONTAINE

Les principes constitutifs de l'ancienne turbine sont entièrement conservés dans la disposition actuelle, qui n'en diffère que par divers points de détails. Nous pouvons donc nous en rapporter complétement au tracé (fig. 1, pl. 16), représentant la turbine perfectionnée, pour faire connaître la première, en reproduisant en détail les parties qui ont subi des modifications dans leur forme primitive.

La turbine Fontaine a donc toujours été composée de deux disques en fonte A et B : le premier, A, mobile et formant la roue ou la turbine, proprement dite, tournant avec l'arbre moteur C; et le deuxième B, fixe, servant de distributeur à la couronne mobile.

Cette couronne A forme un disque annulaire, divisé sur toute son étendue circonférentielle par des cloisons ou diaphragmes courbes, dont la génération est

hélicoïdale quant à la direction des éléments horizontaux qui concourent constamment au centre de la zone.

Dans la construction primitive, la couronne A était reliée par des boulons avec un plateau en fonte portant à son centre un moyeu par lequel tout l'ensemble était assujéti avec des clavettes sur l'axe moteur.

Le disque ou distributeur B se trouve placé exactement au-dessus de la turbine et concentriquement avec elle; il est boulonné au bâti en charpente D, qui sépare la chambre d'eau du bief d'aval. Comme la turbine, il est divisé par des cloisons entre lesquelles l'eau s'écoule et prend la direction convenable pour arriver sur les aubes de la couronne mobile. Il est aussi relié à un croisillon en fonte dont le moyeu sert de guide à l'axe tournant du moteur.

La fig. 8 représente la forme exacte qu'avaient les cloisons directrices de la turbine et du distributeur, dans la première disposition adoptée par l'auteur, ainsi que le mode de vannage qui s'y trouvait appliqué. Cette figure est une section supposée faite au milieu de la largeur des deux zones, suivant la circonférence, et ramenée dans un plan.

On voit par cette figure que les aubes *a* de la turbine avaient, pour section verticale moyenne, une courbe *c a d*, formée de deux arcs de cercle, et dont le premier élément supérieur était à peu près perpendiculaire à la face supérieure du disque, et celui inférieur formait un angle d'environ 18 à 20 degrés avec le plan inférieur.

Les aubes *b* du distributeur étaient aussi courbes mais inclinées, comme actuellement, en sens inverse des précédentes, afin que la direction qu'elles donnaient au fluide se rapprochât d'être normale au premier élément courbe des aubes de la turbine.

Pour concilier l'inclinaison maximum à donner aux directrices avec les exigences de la dépense, ces courbes étaient moitié moins nombreuses que celles de la turbine, ainsi qu'on l'a indiqué fig. 8, où une aube *b* correspond à deux de celles *a*. On pourrait ainsi les incliner beaucoup, tout en conservant entre elles un écartement convenable. Nous ferons voir plus loin que par une appréciation plus exacte du tracé géométrique, on parvient très-facilement à mettre autant de courbes à chacune des deux couronnes, et quelquefois même davantage à celle fixe qu'à l'autre.

Ainsi que la turbine Fourneyron, la roue de M. Fontaine était munie d'un vannage destiné à agir directement sur l'aubage distributeur et à modifier à volonté les orifices de la dépense; mais la différence essentielle existant entre la forme d'aubage de ces deux systèmes de turbines a conduit nécessairement à un vannage aussi très-différent.

La turbine Fourneyron n'exige qu'une seule vanne cylindrique agissant à la fois sur tous les orifices; celle Fontaine, au contraire, possédait à son origine autant de vannettes que d'orifices distributeurs, procédé reproduit par M. P. Callon, dans la turbine que nous avons décrite précédemment et représentée sur la pl. 15.

La fig. 8 indique exactement l'ancien mode de vannage appliqué par M. Fontaine à ses turbines.

L'intervalle compris entre deux aubes consécutives *b* du cercle des directrices, formant un orifice offert au passage de l'eau, était muni d'une vanne rectangulaire ou tiroir en fonte *e*, s'appliquant exactement contre le bord de la cloison, et garni, sur la face opposée, d'une pièce de bois *f*, arrondie suivant la courbure la plus convenable pour éviter la contraction du fluide.

En appliquant le raisonnement à l'une de ces vannes, pour en expliquer la fonction, qui est semblable pour toutes, on voit qu'en la supposant élevée comme au nº 1, l'orifice est complétement dégagé et capable du plus grand débit. Un peu abaissée, comme au nº 2, l'orifice est réduit d'autant. Et enfin, dans la position nº 3, la vanne venant reposer sur la courbe immédiatement précédente, l'orifice est complétement fermé.

Chaque vanne étant rattachée par une tringle en fer *g* à un cercle commun, on pouvait, en faisant mouvoir ce dernier, agir simultanément sur tous les orifices à la fois et de la même façon. Ce cercle était pour cela suspendu à trois tiges verticales, dont les extrémités supérieures étaient taraudées et engagées dans des écrous en bronze ajustés au centre de trois roues à chaîne sans fin; l'une des roues étant mise en mouvement à l'aide d'un mécanisme spécial manœuvré à la main, les trois tournaient à la fois par l'effet de la chaîne, et l'ensemble du cercle et des vannes se levait ou s'abaissait suivant le sens du mouvement.

Maintenant il reste à signaler le mode particulier de suspension de l'arbre au moyen du pivot supérieur, disposition perfectionnée aujourd'hui et telle qu'elle est décrite avec détail plus loin, mais conservée dans son principe.

Au commencement de l'année 1843, M. Fontaine a fait connaître une disposition particulière de son système de turbine, où le disque annulaire, comprenant les aubes du récepteur, se trouvait fixé à la base d'un cône creux, par lequel elle était reliée à l'arbre moteur comme avec le croisillon dans la construction actuelle; mais il s'élevait d'une hauteur telle, au-dessus du plan de la couronne des aubes, qu'il pouvait se loger à son intérieur une colonne en fonte supportant la crapaudine du pivot de l'arbre, et dont la hauteur dépassait de beaucoup le niveau du bief d'aval.

C'était donc une première réalisation de l'idée qui consiste à mettre le pivot complétement hors de l'eau. A la fin de la même année, le constructeur mit à exécution un nouveau mode proposé par un ingénieur, M. Arson, qui avait eu l'idée de rendre creux l'arbre moteur, et de faire passer à son intérieur un axe fixe dont la partie supérieure pouvant être aussi élevée qu'il était nécessaire, était garnie d'un pointal sur lequel on suspendait l'arbre mobile, à peu près de la même façon qu'avec le mode de suspension de la meule courante dans un moulin.

M. Fontaine ayant fait l'acquisition de ce procédé, le perfectionna notablement, en ce sens qu'il disposa la partie supérieure de l'arbre mobile de façon à y fixer le pivot et à placer au contraire la crapaudine à l'extrémité supérieure de l'axe intérieur fixe.

C'est ainsi augmenté de ces améliorations importantes qu'il produisit, vers le mois de décembre 1843, la turbine dont nous avons donné précédemment un aperçu.

La modification due à M. Arson a, en effet, une grande qualité, puisqu'elle permet, non-seulement de sortir le pivot de l'eau, mais encore de l'élever au-dessus du plus haut niveau d'amont, et de conserver à la turbine une forme praticable, qu'elle ne possédait guère en adoptant la disposition primitivement proposée par M. Fontaine. Cependant, toute imparfaite qu'elle fût, elle représentait une idée; et, en outre, elle a donné des résultats qui ont été assez heureux pour commencer la réputation du constructeur.

CONSTRUCTION PERFECTIONNÉE DE LA TURBINE FONTAINE

(FIG. 1 A 11, PL. 16)

Après avoir fait connaître cette turbine sous son type primitif, il nous reste à indiquer les perfectionnements qu'elle a reçus depuis, et à la décrire telle qu'elle a été présentée à l'Exposition universelle de 1855.

La fig. 1 de la pl. 16 la représente ainsi en vue extérieure, avec les maçonneries et la charpente en coupe, suivant l'axe de rotation.

La fig. 2 en est une projection horizontale, isolée de la construction en maçonnerie, et l'arbre en coupe à la hauteur du vannage.

Les fig. 3 et 4 représentent tout le mécanisme en coupe verticale, à une plus grande échelle que l'ensemble, donnant spécialement le détail du corps principal et du pivot.

Les fig. 5, 6 et 7, et celles 9 et 10, sont des détails du pivot, de l'aubage et du mécanisme du vannage.

RÉCEPTEUR ET DISTRIBUTEUR (fig. 3). — Le récepteur A, ou l'organe qui reçoit l'action motrice de l'eau, est, comme dans la première disposition, un anneau en fonte divisé sur tout son contour par des cloisons *a*, dont la section verticale est une courbe présentant par leur élément inférieur une inclinaison très-sensible avec l'horizon, et dont les génératrices horizontales convergent vers l'axe de rotation, de la même façon que des surfaces gauches héliçoïdales. Cet anneau est fondu de la même pièce qu'un croisillon à bras courbes, par lequel il est relié à l'arbre C, qui transmet le mouvement et la puissance de la turbine.

Considéré suivant sa section transversale, l'anneau A présente un évasement très-marqué qui a pour résultat immédiat de rendre l'ouverture de l'aubage plus grand dans le sens du rayon à la sortie de l'eau qu'à son entrée; et si l'on examine la disposition des aubes, par leur section (fig. 7), on voit que l'intervalle qu'elles forment entre elles, étant au contraire plus large à l'entrée qu'à la sortie, l'évasement dont nous venons de parler établit une compensation qui conserve au fluide un passage suffisant, nonobstant le rétrécissement de l'intervalle des aubes à l'endroit de la sortie.

Le cercle B, comprenant les aubes directrices *b*, est aussi un anneau de fonte, cylindrique en section transversale, et dont les dimensions horizontales correspon-

dent très-exactement à celles de la turbine A, du côté de l'admission de l'eau. Il est fixe et boulonné par un rebord extérieur sur le bâti en charpente D, qui ferme la chambre E, où l'eau arrive au moyen d'une vanne de charge et ne peut en sortir qu'en traversant les vides résultant des espaces laissés entre les aubes directrices *b*.

L'anneau B porte également à son intérieur une bride saillante à laquelle on rattache un croisillon F, dont le moyen central forme le boitard *h*, qui sert de guide à l'arbre tournant, et qui, par sa position très-rapprochée de la turbine et sa solidarité avec le cercle des directrices, maintient ces deux organes dans un rapport invariable.

Par la fig. 7, qui est une section semblable à celle de la fig. 8, on voit quelle est la forme des aubes des deux anneaux A et B, et comment celle des aubes *a* de la turbine a permis de multiplier les cloisons directrices *b*, dont le nombre est égal et peut même être supérieur à celui des aubes *a*, tandis que dans l'ancienne disposition le nombre en était presque moitié moindre.

Mais les motifs particuliers, qui conduisent à la disposition nouvelle, seront exposés en détail dans le chap. XI, relatif aux notions théoriques dans leur application aux turbines en dessus.

Arbre moteur et son pivot. — L'arbre C, sur lequel est montée la turbine A, et qui transmet son mouvement, est une pièce de fonte cylindrique, creuse et renflée légèrement à l'endroit de la turbine et à son passage dans le boitard inférieur *h*. Cette partie renflée est nécessairement tournée; il peut en être de même de tout le reste de l'arbre, mais surtout dans la partie située au-dessous du pivot où l'arbre est guidé par un autre boitard G.

Cette dernière pièce est fixée sur la voûte en maçonnerie formant le ciel de la chambre d'eau, et qui se trouve remplacé le plus souvent par un bâti en charpente. Comme c'est par ce boitard que l'on doit régler la position de l'arbre par rapport au plan de la turbine, il est composé de plusieurs coussinets coniques *i*, divisés également autour de l'arbre et munis chacun d'une vis de rappel *j* taraudée dans la fonte; chaque vis portant deux embases entre lesquelles le coussinet est pris par une oreille, il suffit de la faire tourner dans un sens ou dans l'autre pour faire descendre ou monter le coussinet, et par suite le rapprocher ou l'éloigner de l'arbre.

Le boitard inférieur *h* est simplement composé d'une douille cylindrique en bronze ajustée dans l'intérieur du moyeu du croisillon F, et sans moyens réservés pour régler le centrage de l'arbre, opération impossible d'abord, parce que cette partie est constamment sous l'eau, et ensuite inutile, puisque l'alésage de la douille a été fait une fois mise en place et que la solidarité de cet ensemble éloigne toute idée de variation possible.

Il n'en est pas de même du boitard supérieur G, qui se trouve complétement isolé de tout le mécanisme, et qui doit permettre néanmoins de maintenir l'arbre dans une position rigoureusement perpendiculaire au plan de la turbine, comme si le tout ne formait qu'une seule et même pièce, à cause du peu de jeu qui doit être réservé entre le disque tournant et le distributeur.

Arrivant maintenant à la disposition de la suspension par le pivot supérieur, on

doit faire remarquer que l'axe tournant C est traversé dans toute sa longueur par une forte tige en fer H, fixée invariablement par le bas dans un support en fonte *k*, ayant une forme extérieure assez semblable à une crapaudine ordinaire, et qui repose sur le fond en maçonnerie du bief inférieur, au-dessous de la turbine, autrement sur le sol du canal de fuite.

Cette tige H, complétement fixe, et remplissant uniquement le rôle de support, s'élève jusqu'à un point de l'arbre moteur où ce dernier présente une forme oblongue et méplate C', plus large que l'arbre lui-même dans sa partie cylindrique, et percée d'outre en outre.

Le support fixe H se termine dans cette partie par un gobelet en bronze rapporté *l*, qui forme godet graisseur et crapaudine par le grain d'acier *o*, sur lequel repose le pivot I.

Cette même pièce, étant bien tournée extérieurement, est ajustée dans une bague en bronze *m*, montée sur l'ouverture de l'arbre creux C, de façon à maintenir cet arbre exactement concentrique à son support fixe H; d'autre part, comme la crapaudine *l* est naturellement fixe ainsi que l'axe H, le mouvement de rotation de l'arbre moteur C se manifeste sur elle par l'intermédiaire de la bague *m*, qui a surtout pour avantage de pouvoir être remplacée facilement en cas d'usure.

Le pivot I, admis pour l'instant comme faisant partie intégrante de l'arbre C, celui-ci se trouve suspendu par lui sur l'extrémité de l'axe H ou plutôt sur la crapaudine *l* : c'est là, en résumé, le principe complet de cette disposition.

La tige qui surmonte le pivot, et dont ce dernier fait partie, est logée librement dans la partie supérieure de l'arbre C, alésée cylindriquement pour la recevoir; cette tige est filetée et traverse un fort écrou *n* qui s'appuie par sa base contre un bossage formant comme le prolongement de la partie ronde de l'arbre à l'intérieur de la cage.

La charge entière reposant sur cet écrou, et de là sur le pivot, maintient ces pièces constamment en contact; par conséquent, si l'on vient à agir sur l'écrou en le faisant tourner, de façon à modifier sa position sur la tige filetée, l'arbre qui s'y appuie très-fortement doit le suivre en s'élevant ou s'abaissant comme lui. On exécute cette manœuvre au moyen d'une clé très-puissante, qui embrasse l'écrou par son extérieur taillé à six pans.

Le pivot se met en place en l'introduisant par la partie supérieure de l'arbre qui est percé jusqu'en haut pour recevoir celui J de prolongement; après s'être arrangé pour que sa longueur totale, y compris la tige filetée, n'excède pas la hauteur de l'ouverture de la cage, on a dû imaginer un moyen qui permette de le faire sortir de sa place par cette ouverture même, attendu que l'arbre J étant en place, le pivot ne pouvait plus être retiré sans opérer le démontage de l'arbre J, et, par conséquent, de toute la transmission.

Ce procédé consiste à couper en deux le bossage cylindrique qui se prolonge à l'intérieur de la cage, et à rapporter l'une des moitiés *u*, comme le chapeau d'un palier, au moyen de deux boulons *y'*.

D'après cela, lorsqu'on veut retirer le pivot, on commence par passer des sup-

ports au-dessous de la turbine ou au-dessous du premier engrenage, de façon à soutenir l'ensemble du mécanisme ; puis on détourne l'écrou *n*, dans le sens qui convient, pour faire remonter le pivot dans le vide qui est souvent réservé, comme jeu, entre lui et l'arbre de prolongement J. Lorsque l'écrou est assez descendu pour pouvoir remonter le pivot et le dégager de la crapaudine, on retire celle-ci ; on peut alors abaisser suffisamment le pivot pour amener sa partie supérieure à la hauteur de la partie démontante *y*, qui étant retirée laisse passer le pivot par l'ouverture de la cage.

A part cette amélioration apportée à la construction primitive du pivot, la crapaudine rapportée sur l'extrémité de la tige H est aussi nouvelle, attendu que, dans le principe, le bout de cette tige était disposé pour recevoir directement le pivot. Mais, outre que cela ne permettait pas d'avoir un réservoir d'huile aussi grand, l'entretien était moins facile, puisqu'il eût fallu tout au moins démonter la tige H, en cas d'usure, tandis qu'il suffit actuellement de démonter la crapaudine *t*.

Cette crapaudine représente extérieurement un vase auquel on peut donner un diamètre convenable pour former un bon réservoir d'huile. Son intérieur est divisé par un croisillon dont le moyeu est alésé au diamètre du pivot et lui sert de guide ; celui-ci repose alors sur un grain d'acier *o* qui en garnit le fond.

Vannage. — Nous avons dit que les vannes partielles *f* (voir fig. 8), dont chaque orifice adducteur était muni dans les anciennes turbines Fontaine, sont supprimées dans la nouvelle disposition et remplacées par un mécanisme tout différent, récemment imaginé.

Le système de vannage que nous allons décrire présente en effet un caractère tout particulier, et, malgré sa nouveauté, son application est déjà très-répandue.

Il a pour organes principaux deux cônes tronqués J (fig. 1, 2 et 3), dont les axes, sur lesquels ils sont fous, appartiennent à un bras en fonte K monté sur l'axe de la turbine, ou plutôt sur une portée cylindrique *q* ménagée au moyeu du croisillon F, et d'après laquelle le bras K peut tourner, entraînant avec lui les cônes J, qui roulent par leurs génératrices sur la voie supérieure des orifices adducteurs.

Deux lames flexibles L, découpées suivant la forme circulaire de cette voie, ont l'une de leurs extrémités fixées en *r* sur le distributeur B, et l'autre sur chacun des cônes J, de telle façon que ceux-ci, dans leurs mouvements combinés de rotation sur eux-mêmes et de translation sur le disque B, font enrouler les lames L autour d'eux ou les laissent se dérouler en s'appliquant alors sur la surface du distributeur.

Par conséquent, si l'on suppose les deux cônes J partir de la position *r* (fig. 2), et les lames L complétement enroulées autour d'eux, tous les orifices adducteurs seront découverts ; l'admission sera complète.

Si maintenant le bras K a été déplacé et amené, par exemple, dans la position indiquée fig. 1 et 2, les lames L s'étant déroulées en vertu du mouvement de rotation des cônes J sur eux-mêmes, une partie des orifices adducteurs, suivant l'étendue correspondant à l'amplitude du déplacement du bras K, sera recouverte ; de là, réduction dans la somme des orifices offerts au débit de l'eau.

Enfin, en continuant la rotation du bras K autour de l'axe de la turbine, les

cônes J, ayant fait un demi-tour chacun, se retrouvent à leur point de départ en r, les lames sont complétement déroulées, et tous les injecteurs fermés.

Les fonctions du vannage ainsi définies en principe, il reste à expliquer les différentes particularités de sa construction.

La fig. 12, qui est un détail des lames flexibles L, indique qu'elles sont formées chacune d'une bande de gutta-percha, garnie du côté des orifices de petites lames de tôle, fixées par des rivets, et qui ont pour objet d'empêcher que, sous l'influence de la pression de l'eau, la bande de gutta-percha ne s'enfonce dans les vides que présentent les orifices.

Pour se figurer nettement comment ce résultat est obtenu, il suffit de jeter les yeux sur la fig. 3, qui montre que la lame L se trouve en quelque sorte encastrée entre deux rebords qui laissent de chaque côté de la voie des orifices une saillie sur laquelle les lames de tôle s'appuient par leurs extrémités.

Ces lames de tôle, quoique contiguës, laissent néanmoins entre elles un certain jeu, de façon à permettre l'enroulement de l'ensemble des lames L autour des cônes J. Cette précaution est d'autant plus nécessaire que, le distributeur étant entièrement découvert, l'une des lames L fait environ trois tours sur chaque cône correspondant, ce qui fait un même nombre de fois son épaisseur superposée, d'où la flexibilité de cette lame doit être parfaite.

Le déplacement du vannage amène nécessairement, par les variations de diamètre que les cônes subissent, des variations correspondantes dans la hauteur de leur centre commun; cet effet se produit naturellement par la façon dont le bras qui porte les cônes est monté sur son axe. Le milieu du bras K forme une bride demi-circulaire qui entoure la portée q, venue de fonte avec le moyeu du croisillon F, et forme un collier complet avec une bride s boulonnée avec lui. Comme il ne s'y trouve pas autrement assujetti, il est libre de tourner et de glisser verticalement suivant l'augmentation ou la diminution progressive des cônes.

Quant au mode de réunion de ces cônes avec le bras K, il consiste simplement en deux axes t, retenus par des goupilles dans les portées cylindriques qui terminent le bras, et sur lesquels axes les cônes tournent librement.

Il reste à expliquer les moyens employés pour faire fonctionner ce vannage, moyens que l'on peut d'ailleurs bien comprendre puisqu'il ne s'agit que de lui imprimer un mouvement de rotation.

Le constructeur a fixé au bras K une portion de couronne dentée M, boulonnée en partie sur lui et sur un bras venu de fonte avec le demi-collier s; un pignon N, engrenant avec cette couronne et plus large qu'elle à cause de sa mobilité dans le sens vertical, est monté sur un axe vertical u, qui a son point d'appui fixe sur le croisillon F et s'élève au-dessus de la voûte en maçonnerie où il est guidé par un support O.

Cet axe u porte une petite roue d'angle P, qui engrène avec un pignon P′ monté sur un axe v dont l'un des paliers est ménagé après le support O et l'autre sur un palier indépendant fixé après la maçonnerie; enfin l'axe v porte une roue droite Q correspondant à un pignon Q′ d'un troisième axe x, qui porte le volant-manivelle R.

C'est donc, en résumé, à l'aide de ce volant, que l'on peut mettre le vannage en fonction à la main. Le constructeur met aussi en rapport, avec le dernier axe x, un petit appareil comportant une aiguille qui se déplace suivant le mouvement que l'on communique à cet axe, et indique exactement la position correspondante du vannage.

Les qualités principales que possède ce vannage sont certainement de n'exiger que peu de force pour être manœuvré, et de permettre d'ouvrir ou de fermer, à volonté, un nombre quelconque d'orifices, tout en laissant à ceux qui restent ouverts leur section respective invariable; tandis qu'avec l'ancien mode, la réduction de tous les orifices simultanément, on diminuait bien la somme des passages autant qu'il était nécessaire, mais cela entraînait une modification dans leur forme qui changeait aussi le mode d'action de l'eau au détriment de l'effet utile.

Quant à la turbine représentée sur le dessin, pl. 16, le constructeur a jugé convenable de multiplier les engrenages de commande, afin de rendre la manœuvre facile et d'éviter les changements brusques de vitesse, ce qui résulterait d'un mouvement trop vif communiqué au vannage; mais pour un moteur plus faible, on pourrait agir plus directement sans difficulté, ainsi que nous le montrerons plus loin.

Depuis la première apparition de ce nouveau système de vannage, il a été apporté par l'auteur un perfectionnement qui ne manque pas d'importance.

C'est un mécanisme qui a pour but d'empêcher que les rouleaux ne se laissent entraîner sans tourner sur eux-mêmes, et réciproquement, ainsi que cela pourrait arriver, soit pendant l'enroulement de la lame flexible, s'ils venaient à perdre, en partie, leur mobilité sur l'axe, soit, au contraire, que l'ensemble du vannage étant fixe, les mouvements de l'eau ne vinssent à les faire tourner sur eux-mêmes.

Il s'agissait donc de leur adjoindre une commande qui leur fût propre, et qui eût pour résultat de ne leur permettre de tourner sur eux-mêmes qu'autant que le vannage est mis en mouvement, mais alors de les y forcer, dans ce dernier cas.

Le procédé que les constructeurs ont imaginé est représenté par les fig. 9 et 10, qui sont les détails, en coupe verticale et en plan, d'un rouleau de vannage J', appliqué à un cercle d'aubes directrices B'. Ce rouleau est muni d'un pignon d'engrenage S calé, non pas sur l'axe t' du rouleau, mais sur une fusée faisant partie dudit rouleau; ce pignon a sa denture engagée dans celle d'une couronne T fixée sur le cercle des directrices.

Par conséquent, lorsqu'on donne au rouleau un mouvement de translation avec l'ensemble du vannage, il ne peut pas *traîner*, puisque le pignon S', qui en fait partie, ne peut pas se déplacer sans tourner sur lui-même à cause de la denture, et d'autre part, quand le vannage est au repos, la même cause retient le rouleau, puisque le pignon ne peut pas tourner sur lui-même sans se déplacer sur le cercle de la couronne d'engrenage T.

TURBINE DOUBLE

(FIG 11, PL. 16)

Nous avons montré que l'une des préoccupations les plus sérieuses de tous les ingénieurs qui se sont occupés de la construction des turbines, c'est la difficulté de trouver une disposition à l'aide de laquelle on puisse mettre le moteur en rapport constant avec le volume d'eau disponible, quand celui-ci est susceptible de grandes variations, sans changer les conditions du passage du fluide dans l'aubage.

On conçoit sans peine qu'une turbine, qui peut dépenser un certain volume d'eau, rendrait un très-mauvais effet utile quand ce volume se trouverait réduit à la moitié ou au tiers, par exemple, et juste au moment où la réduction de force brute rendrait indispensable de profiter le plus possible de ce qui reste de disponible.

D'autre part, c'est ordinairement dans le moment des grandes eaux que la chute est réduite à son minimum par une surélévation du niveau inférieur, d'où la vitesse de la turbine qui en dépend tend à devenir plus faible que celle pour laquelle elle a été établie et qui correspond à son maximum d'effet.

M. Fontaine a proposé, pour remédier à ces inconvénients et pouvoir utiliser convenablement des forces hydrauliques susceptibles de grandes variations, de disposer une turbine avec deux aubages distincts, distributeur et couronne mobile, représentant en réalité deux moteurs, mais d'une même pièce et marchant ensemble.

La fig. 11 représente ce système de moteur que l'on désigne sous le nom de *turbine double*.

La couronne mobile A est composée de deux aubages *a* et *a'*, fondus d'une même pièce avec le croisillon A', concentriques et entièrement distincts; l'aubage intérieur *a* est d'une largeur, dans le sens du rayon, plus que triple que celle de celui extérieur *a'*.

Le cercle des directrices B possède deux divisions d'aubes correspondantes *b* et *b'*; il est muni d'un double système de vannage disposé pour fonctionner isolément pour chaque couronne.

Par conséquent, on peut se servir des deux systèmes d'aubages, séparément ou ensemble, suivant le volume d'eau à dépenser; il suffit pour cela de tenir l'un des deux fermés au moyen de son vannage ou de les tenir tous deux découverts.

Maintenant, outre que cette disposition est une résolution du problème des volumes d'eau variables, elle s'accorde aussi avec les variations de chute, en réservant l'aubage extérieur aux plus petites dépenses, que l'on suppose correspondre aux plus grandes chutes.

En effet, comme, dans ce dernier cas, la vitesse de l'eau est aussi plus grande et qu'elle se trouve reportée à la plus grande distance de l'axe de rotation,

tandis que le cercle moyen de la grande couronne, fonctionnant sous les basses chutes et aux plus faibles vitesses, en est plus rapproché, il en résulte une compensation tendant à conserver à la turbine une vitesse fixe dans chacune des deux conditions.

La construction de cette turbine et de son distributeur est complétement analogue à celle de la turbine simple décrite ci-dessus.

On peut admettre que c'est en effet la même turbine à laquelle on a circonscrit une couronne semblable, mais plus étroite, reliée à la première par des nervures *z* en entreloises. Il en serait de même du distributeur B.

Quant à l'application du double vannage, il ne se présente de modification que l'exhaussement de la portée *q* pour servir simultanément de guide central aux deux bras M et M'; celui-ci doit être suffisamment élevé pour laisser le passage libre aux rouleaux J.

CONDITIONS DE MARCHE DES TURBINES REPRÉSENTÉES PL. 16

Ce que nous avons dit des conditions de marche des précédentes turbines peut s'appliquer complétement à celles-ci; les mêmes raisonnements nous permettent de connaître la puissance qu'elles sont capables de développer, leurs vitesses de rotation et les quantités d'eau qu'elles peuvent dépenser, sous une chute déterminée.

Commençons par celle représentée fig. 1 à 7.

Turbine simple (fig. 1 à 7). — Les dimensions de ce moteur pouvant servir à la détermination de ses conditions de marche sont :

Diamètre moyen de la couronne des aubes............	$2^{m}150$
Circonférence correspondante........................	6, 754
Largeur des orifices distributeurs suivant le rayon......	0, 390
Écartement minimum de deux aubes du distributeur pris sur la circonférence moyenne..................	0, 045

Section correspondante offerte au débit de l'eau :

390 × 45 = 17550 mill. q. = ...	$1^{d.c.}755$
Nombre d'aubes du distributeur......................	48
Section totale $1^{d.}755$ × 48 = ...	$84^{d.q.}24$

En supposant une chute de $1^{m}50$, on trouve :

Vitesse due à la chute..............................	$5^{m}43$
Vitesse à la circonférence moyenne avec $\frac{v}{V}$ 0,5 = ...	$2^{m}435$

Ces différentes données et dimensions nous conduisent aux résultats définitifs suivants :

La vitesse de rotation égale

$$\frac{2^{m}715 \times 60}{6,754} = 24 \text{ tours par } 1'.$$

La dépense maximum que l'on puisse effectuer, en supposant tous les orifices adducteurs découverts, est égale au produit de leur section totale par la vitesse V, due à la hauteur de la chute, avec 1 pour coefficient, attendu que l'entrée des orifices étant beaucoup plus grande que la section minimum il n'y a pas lieu de supposer de contraction (voir chap. XI).

On trouve donc pour cette dépense :

$$84^{d.q.}24 \times 54^{d.}3 = 4574 \text{ litres par seconde},$$

d'où la puissance théorique égale

$$4574 \times 1^{m}50 = 6861 \text{ kilogrammètres},$$

et en chevaux,

$$\frac{6861}{75} = 91,4 \text{ chevaux théoriques}.$$

Si, comme il est permis de l'admettre, la turbine rend 70 p. 0/0, on aurait comme effet utile

$$91,4 \times 0,7 = 63,98 \text{ chevaux},$$

puissance réelle et maximum de ce moteur pour un tel rendement et avec la chute de $1^{m}50$.

Par conséquent, on peut dire qu'il n'existe pas d'autres moteurs, que les turbines, capables de dépenser un aussi grand volume d'eau sous une aussi faible chute en occupant aussi peu de place, puisque celle-ci se trouve renfermée dans un espace de 4 mètres de côté.

Une turbine du même modèle que celle-ci a été montée à Perriers-sur-Andelle, près Rouen, dans l'établissement de MM. Hilzinger frères; elle a été soumise, en 1857, à une série d'expériences dont nous indiquerons quelques résultats comme comparaison avec ceux donnés ci-dessus hypothétiquement.

La chute était plus forte que celle que nous supposions, et égale à $2^{m}323$ au moment des expériences; le volume d'eau était de 4000 litres par seconde.

Les expériences ont été dirigées par un ingénieur de Rouen, M. Slawecki, dans l'intention de connaître le rendement de la turbine, suivant qu'elle reçoit toute l'eau de la rivière, ou seulement une partie.

Le tableau suivant indique les résumés de ces expériences qui forment ensemble trois séries, dont les deux premières sont basées sur la différence des dépenses d'eau, et la troisième correspond aux conditions dans lesquelles la turbine peut mettre l'établissement en marche.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR M. SLAWECKI, INGÉNIEUR, SUR LA TURBINE DE PERRIERS-SUR-ANDELLE

VOLUME effectif de l'eau dépensée en une seconde.	HAUTEUR de la chute.	POUVOIR absolu du moteur	NOMBRE de tours de l'arbre de la turbine en une minute	EFFET UTILE réellement obtenu, mesuré par le frein.	RAPPORT du pouvoir absolu au travail utile
1re Série. — Turbine dépensant tout le volume d'eau de la rivière.					
4000 litres.	2 mèt. 325	124 chev.	27 tours 70	86 chev. 79	0.700
2e Série. — Turbine dépensant une partie du volume de la rivière.					
2894 litres.	2 mèt. 325	89 ch. 74	27 tours 30	63 chev 650	0.709
3e Série. — Turbine développant une force suffisante pour mettre en marche l'établissement.					
»	»	»	27 tours 17	65 chev. 40	»

Le rendement se trouve donc toujours être d'environ 70 p. 0/0, conformément à ce qui est généralement reconnu avec les bons moteurs de ce genre, quoique les constructeurs préfèrent cependant ne s'engager que pour 65 p. 0/0, attendu que plusieurs circonstances, qui peuvent se produire accidentellement, sont susceptibles de diminuer le rendement de la turbine, telles que, une variation notable de la vitesse, le défaut d'entretien, etc.

Turbine double (fig. 11). — L'anneau extérieur de cette turbine a 3m84 de diamètre moyen;

Sa largeur intérieure dans le sens du rayon est de 0,22;

Les dimensions correspondantes de l'anneau intérieur sont :

Diamètre moyen.................. .. = 2m64
Largeur des orifices.................. = 0m77

Si nous supposions les mêmes conditions de chute et de disposition d'aubages que pour la turbine précédente, nous trouverions pour celle-ci les résultats suivants :

ANNEAU EXTÉRIEUR.

Nombre d'aubes du distributeur. $= 48 \times \frac{3,84}{2,15} =$ 85
Section d'un orifice............ $= 0,045 \times 0,220 =$ .. $0^{dq}99$
» totale................. $= 0,99 \times 85 =$ ..... $84^{dq}15$
Vitesse correspondante à la chute
de 1^m50.................... $= 5^m43$
Dépense d'eau par seconde..... $= 84,15 \times 54,3 =$ ... 4569 litres.
Puissance théorique........... $= \frac{4569 \times 1,50}{75} =$ ... 91,38 chevaux

ANNEAU INTÉRIEUR.

Appliquant la même manière de procéder à l'anneau intérieur, on trouve :

Nombre d'aubes du distributeur.......... = 58
Section d'un orifice..................... = $3^{dq}465$
» totale......................... = $200^{dq}97$
Dépense d'eau par seconde........ ..... = 10914 litres.
Puissance théorique.................... = 218,5 chevaux.

Mais voici pour quelles conditions cette turbine a été établie.

La source fournit l'énorme volume d'eau de 10 à 12 mètres cubes d'eau par seconde, dépense qui se réduit parfois à 2 mètres seulement.

La chute qui atteint un maximum de 3 mètres peut aussi se réduire à 1 mètre et même à 0^m60.

Par conséquent, l'anneau extérieur fonctionne avec la chute maximum, et permet de dépenser sous cette chute 2500 litres par seconde, même avec une partie seulement de ses injecteurs, puisque nous avons vu qu'il en absorbait plus de 4000 sous une chute bien moindre.

Avec l'anneau intérieur on dépense 8 mètres cubes par seconde, la chute réduite à 1 mètre; c'est tout à fait en rapport avec ce que nous trouvions plus haut, en supposant 1^m50 de chute, ce qui donnait près de 11000 litres pour la dépense.

Si nous cherchons maintenant la puissance qui peut être développée par ce moteur, nous trouvons, pour le moment des petites eaux,

$$\frac{2500 \text{ lit.} \times 3 \text{ mèt.}}{75} = 100 \text{ chevaux théoriques,}$$

et, dans le cas contraire, pour les grandes eaux,

$$\frac{10000 \text{ lit.} \times 1 \text{ mèt.}}{75} = 133,3 \text{ chevaux théoriques.}$$

Or, si le rendement s'élève seulement de 0,65 à 0,70 p. 0/0, c'est une force moyenne de 70 chevaux que peut développer la turbine.

Elle a été livrée pour 60 seulement, puissance à laquelle son arbre correspond comme dimension.

Quant à la vitesse que la turbine prend dans les conditions différentes où elle se trouve, elle est facile à apprécier.

Avec 3 mètres de chute, on fait fonctionner l'anneau extérieur dont le diamètre moyen est 3m84.

La vitesse due à 3 mètres égale.........	7,67	(8)
Le rapport $v : V$, supposé égal à........	0,6	

La vitesse de rotation devient, par conséquent,

$$\frac{7{,}67 \times 60 \times 0{,}6}{3{,}84 \times 3{,}1416} = 22{,}86 \text{ tours par } 1'.$$

Mais si la chute est réduite à 1 mètre, dont la vitesse engendrée est 4,43, cette vitesse correspondant à l'anneau intérieur, dont le diamètre moyen est égal à 2m64, il en résulte que l'on trouve pour la vitesse de rotation

$$\frac{4{,}43 \times 60 \times 0{,}6}{2{,}64 \times 3{,}1416} = 19{,}23 \text{ tours par } 1'.$$

Il suffit donc de faire varier le rapport de la vitesse de la turbine à celle de l'eau, d'une quantité presque insignifiante, pour que la vitesse de rotation soit invariable dans tous les cas.

En résumé, la turbine double semble très-bien remplir le but que l'on s'est proposé, de marcher sous des volumes et des chutes très-variables, en conservant néanmoins une même vitesse de rotation ; elle permet encore d'espérer un rendement convenable dans chaque circonstance par la condition de faire agir l'eau en des points différents de la circonférence, en même temps que l'on profite de l'admission partielle pour conserver les orifices agissants grand ouverts.

Rappelons, en terminant, que c'est M. Fontaine qui a, le premier, proposé les turbines doubles, pour lesquelles il a obtenu un brevet d'invention le 9 janvier de la même année.

Plus tard, en 1849, M. Fromont a proposé de rendre, au besoin, les deux anneaux indépendants, disant que lorsqu'on ne fait usage que de l'un des deux, l'autre est une masse nuisible qu'il faut néanmoins mettre en mouvement.

Cette idée, qui ne manque pas de justesse, n'a pu être mise à exécution, évidemment à cause de la complication où elle entraîne. On préfère donc la turbine d'une seule pièce, telle qu'elle se fait aujourd'hui et dont les résultats sont satisfaisants.

TURBINES FONTAINE PERFECTIONNÉES

DE DIVERS SYSTÈMES

(PLANCHE 17)

Nous avons eu l'occasion de montrer deux méthodes distinctes dans l'emploi et la construction des turbines, qui consistent en deux dispositions particulières pour les chutes ordinaires et pour celles qui atteignent une très-grande hauteur.

Dans le premier cas, la turbine est établie isolément au-dessous du plancher de la chambre d'eau dans laquelle le bief vient établir librement son niveau : c'est la condition la plus ordinaire et avec laquelle l'arbre de la turbine doit s'élever au-dessus du niveau supérieur.

Dans le deuxième cas, où la chute dépasse 10 à 15 mètres, par exemple, on ne peut plus donner à l'arbre une telle hauteur; on établit alors la turbine au-dessous d'un réservoir clos auquel l'eau est amenée par un conduit d'eau forcée qui part du bief alimentaire et peut posséder un développement considérable, tandis que l'arbre de la turbine est aussi court qu'on peut le désirer, suivant la hauteur que l'on donne au réservoir.

Outre que cette disposition peut être généralement applicable, elle est encore rendue facile par cette condition que les grandes chutes correspondent ordinairement aux faibles dépenses, d'où il en résulte que la turbine a de petites dimensions et qu'elle tourne très-vite; ou bien, si le volume d'eau est néanmoins considérable, on n'en prend encore qu'une partie, attendu que la force obtenue est toujours relativement très-grande par la hauteur même de la chute.

Ainsi que M. Fourneyron, M. Fontaine s'est occupé des turbines à grandes chutes, et, par conséquent, à grandes vitesses, et il a aussi proposé un mode particulier de construction pour les turbines à réservoir d'eau forcée. Mais il a étendu le même principe à un autre genre qu'il appelle *locomobile*, par la faculté que présente une turbine, ainsi disposée, de pouvoir être facilement transportée et mise en place sans aucuns travaux d'eau en maçonnerie.

En imaginant les turbines locomobiles, l'auteur a eu cette idée très-ingénieuse, autant qu'originale, de les appliquer dans l'intérieur même des villes, où elles pourraient servir de moteurs dans les ateliers en les alimentant au moyen de l'eau que l'on peut y concéder aux particuliers. La plupart des villes ont, en effet, des réservoirs d'eau, parfois très-élevés, à l'aide desquels on alimente les maisons particulières et les fontaines publiques; cette eau pourrait ainsi être utilisée comme force motrice en dehors des autres services auxquels son emploi a été limité jusqu'à présent.

Cette idée sera surtout féconde à l'égard des localités qui possèdent des sources naturellement élevées et qui pourront ainsi produire de la force sans en avoir préalablement exigé pour l'élévation de leurs eaux. Et même, dans cette dernière hypothèse, on préférera quelquefois l'emploi d'une force hydraulique à l'embarras d'une machine à vapeur, qui est souvent repoussée de l'intérieur d'un centre populeux à cause des dangers que présente son générateur.

Nous pensons qu'on verra encore avec intérêt, des mêmes constructeurs une autre disposition de turbine avec conduit d'eau forcée et admission partielle.

TURBINE A RÉSERVOIR D'EAU FORCÉE

AVEC VANNAGE A ROULEAUX

(FIG. 1 ET 2, PL. 17)

La fig. 1 est une section verticale faite par l'axe de la turbine, en supposant les deux cônes du vannage dans le plan de coupe;

La fig. 2 est une section horizontale faite à la hauteur de la ligne 1-2 de la fig. 1.

On reconnaît à l'examen de ces figures que la roue, ou turbine proprement dite A, ne diffère pas, quant à sa disposition et à son montage, de la grande turbine représentée par les fig. 1 et 2 de la pl. 16 qui vient d'être décrite.

Mais elle possède, comme caractère essentiel, une chambre d'eau J hermétiquement close, et dans laquelle l'eau, venant établir sa pression, traverse la turbine avec toute la vitesse due à la chute complète.

L'arbre creux B, à l'extrémité inférieure duquel la turbine est montée, est toujours fondu avec une partie renflée *b*, et l'extrémité supérieure munie de la roue d'angle C destinée à transmettre le mouvement. Ce renflement *b* permet de conserver un espace libre dans l'arbre creux, pour recevoir la crapaudine, le pivot et l'écrou à soulager. Le centre de cet arbre est garni de la tige verticale en fer D qui repose sur le support en fonte E, solidement boulonné à une sorte de cuvette F.

Le réservoir J est fondu avec quatre oreilles *f*, percées pour recevoir les boulons qui la retiennent solidement sur un massif en maçonnerie G, mais avec l'intermédiaire des pièces de bois *g*, dans lesquelles est encastré le bord de la cuvette J.

Le sommet de la tige D est muni de la crapaudine *a*, garnie d'un grain d'acier afin de soutenir le pivot *c*, qui est fileté pour recevoir l'écrou *d* au moyen duquel on règle la hauteur exacte de la turbine par rapport aux distributeurs.

Au-dessus de la roue mobile A, dont le moyeu est fixé à l'arbre B, se trouve le plateau fixe H des directrices, qui est boulonné sur la partie annulaire intérieure de la cuvette; le moyeu de ce plateau est garni d'un collet en bronze *h*, qui sert à maintenir latéralement l'arbre de la turbine. Celui-ci est en outre maintenu à sa partie supérieure par le second collet *h'* ajusté dans une douille *i*, qui est rapportée sur le couvercle I. Ce couvercle ferme la capacité ou chambre en fonte J,

dans laquelle l'eau arrive par le tuyau J'. Ce réservoir est muni d'un trou d'homme *j*, pour effectuer au besoin le nettoyage ou les réparations.

Un tube K entoure l'arbre mobile B, et, par ce moyen, empêche l'eau de pénétrer jusqu'à lui. Cette disposition présente l'avantage, que l'excédant de l'huile versée dans la petite cuvette du collet supérieur *h'* peut descendre par l'espace libre laissé entre le tube et l'arbre, et venir graisser le collet inférieur *h*.

Ce tube K est lui-même enveloppé sur une partie de sa hauteur, par un manchon en fonte L, à l'aide duquel on fait mouvoir le vannage. Il se trouve entouré à sa partie inférieure par une bague M pouvant monter ou descendre, mais qui doit être entraînée par lui dans son mouvement circulaire; cet effet se produit au moyen de deux clés qui sont à demeure sur le manchon et engagées dans des entailles pratiquées dans la bague M.

Cette dernière porte les rouleaux coniques N dont nous avons parlé plus haut; ces deux cônes N sont montés fous sur deux petits arbres *n* qui sont ajustés dans deux mamelons fondus avec la bague M. Le manchon L est alésé intérieurement, à sa partie inférieure, de façon à tourner librement sur le moyeu du plateau fixe des directrices H, lequel est lui-même tourné au diamètre voulu.

La partie supérieure du tube K est garnie d'une bague *k*, dont le diamètre extérieur correspond à celui intérieur du manchon, de sorte que celui-ci se trouve parfaitement centré et guidé dans son mouvement de rotation. Ce mouvement lui est communiqué par la vis sans fin O qui engrène avec la roue à denture héliçoïdale P. Cette roue pourrait n'être dentée que sur la moitié de sa circonférence, puisque le manchon porte-rouleaux sur lequel elle est fixée, n'a besoin que de tourner d'un demi-tour pour fermer complétement tous les orifices adducteurs.

La vis sans fin O est fixée sur un petit arbre horizontal *o*, qui traverse une garniture à étoupe *e* dont la boîte est fondue avec la chambre J. Cet arbre est muni d'un petit volant à main V et d'une seconde petite vis sans fin *t*. Celle-ci est en bronze, et engrène avec un petit secteur (non indiqué sur le dessin) muni d'une aiguille qui indique, sur un cadran, le nombre de vannes ouvertes ou fermées.

D'après ce que l'on a vu précédemment, il est facile de comprendre en quoi consiste la manœuvre du vannage, qui ne diffère de celui décrit plus haut que par l'agencement de sa transmission.

En agissant sur le volant V, l'engrènement de la vis O et de la roue P détermine le mouvement de rotation du manchon L, et par suite celui de la bague M qui porte les cônes et les entraîne avec elle.

On peut voir ce modèle de turbine monté et fonctionnant dans la salle des machines en mouvement du Conservatoire des arts et métiers de Paris.

TURBINE DITE LOCOMOBILE

FONCTIONNANT SOUS DE HAUTES CHUTES

AVEC VANNAGE A TIROIRS

(FIG. 3 A 7, PL. 17)

La fig. 3 est une projection verticale de la turbine, vue extérieurement du côté du canal d'échappement de l'eau;

La fig. 4 en est une projection horizontale extérieure;

La fig. 5 est une section verticale faite par l'axe, perpendiculairement à la fig. 3, et suivant la ligne 1-2 de la fig. 4;

La fig. 6 est une section horizontale, faite à la hauteur de la ligne 3-4;

La fig. 7 est un détail de l'aubage en coupe développée, suivant la ligne 5-6 (fig. 6), avec un orifice injecteur muni de la pièce mobile qui règle l'admission de l'eau.

La turbine, que représentent ces diverses figures, est dessinée à l'échelle de 1/8 de l'exécution; elle occupe, comme on peut s'en rendre compte, un espace de 60 cent. tant en longueur et largeur qu'en hauteur. Elle peut donc, par suite du peu d'emplacement qu'elle nécessite, être placée dans un établissement de dimensions restreintes, un magasin même, où elle n'occuperait pas plus de place qu'un fort compteur à gaz.

Dans ce cas, l'eau de la ville arrive par un tube et sort par un autre, qui la rejette au dehors; il n'y a alors d'apparent que l'arbre qui transmet la force motrice, et cependant cette turbine, placée sous une chute de 50 mètres et avec une dépense de 4 litres d'eau par seconde, donne, avec une vitesse de 800 tours à la minute, une force de près de 2 chevaux-vapeur par chaque injecteur.

Disposée pour deux injecteurs seulement, comme l'indique le dessin, elle donne une force de 4 chevaux, mais elle peut commodément en recevoir 8, ce qui correspond à une force de 16 chevaux-vapeur, puissance énorme comparée au peu de volume du moteur.

Les particularités distinctives de ce système sont la disposition de ces injecteurs isolés que l'on peut multiplier, et leur mode de fermeture, au moyen d'un tiroir à coulisse.

Nous allons décrire la disposition générale de cette turbine qui, en dehors des particularités que nous venons de signaler, et sur lesquelles nous reviendrons, présente encore comme aspect, assemblage, et moyen de graissage, des combinaisons nouvelles, et surtout d'une pratique excellente.

Disposition générale. — La turbine A est montée sur un arbre creux en fonte B,

disposé pour recevoir le pivot supérieur, suivant la même disposition que celles que nous avons vues précédemment.

La colonne verticale en fer D, qui forme le support fixe de la turbine, est assujétie solidement au fond de la cuvette F, fondue à cet effet avec un renflement f'. Cette cuvette, ou support de la bâche J, est fondue avec la tubulure F' d'échappement du liquide, et avec une bride circulaire E qui sert à recevoir la bâche, et à réunir avec elle la plaque en fonte H munie des injecteurs.

Sur la circonférence de la bâche J, et diamétralement opposées, sont pratiquées deux ouvertures fermées hermétiquement par des bouchons autoclaves j, qui permettent, au besoin, la visite facile de l'intérieur de la turbine. Une tubulure J' est fondue avec cette bâche, pour se raccorder avec le tuyau d'arrivée d'eau.

La plaque H des injecteurs est fondue avec la douille H', à la partie supérieure de laquelle se trouve fixée par des vis la bride d'un tube en bronze K. Ce tube enveloppe l'arbre de la turbine et le soutient à chacune de ses extrémités; la partie supérieure est filetée pour recevoir l'écrou d'un collet fendu h', et est ajusté conique, de manière qu'en le faisant tourner, il puisse descendre d'une petite quantité et gagner l'usure produite à l'intérieur du collet par la rotation de l'arbre de la turbine

Graissage. — Quoique l'injection soit partielle, et que le diamètre de cette turbine soit infiniment plus grand que si l'eau se trouvait dépensée sur le pourtour complet, la vitesse n'est pas moindre de 800 tours par minute sous une chute de 50 mètres; cette vitesse énorme entraînerait nécessairement une usure rapide des pièces en contact, si une disposition toute particulière de graissage ne venait pas atténuer les frottements, autant que possible.

Cette disposition consiste dans l'application d'un cylindre creux en cuivre L, fermé hermétiquement à sa partie inférieure par un petit presse-étoupe h, qui le maintient fixé à l'arbre B de la turbine. Ce cylindre creux forme un réservoir d'huile qui tourne avec l'arbre; des trous percés en grand nombre sur la circonférence de la douille K, facilitent l'introduction de l'huile entre les parties frottantes.

On conçoit alors que, le réservoir étant constamment rempli d'huile, le frottement de l'arbre sur la douille s'effectue toujours sur des surfaces bien lubrifiées; en un mot, le graissage étant continu, l'échauffement n'est pas à craindre malgré la grande vitesse de la turbine.

La capacité du réservoir, duquel d'ailleurs l'huile ne peut s'échapper, est suffisante pour qu'il n'y ait lieu de la renouveler qu'environ tous les trois mois; dans ce but, un petit tube terminé par un robinet r est placé à la partie inférieure près du collet.

Vannage des orifices injecteurs. — L'extrême réduction du volume d'eau et le peu d'injecteurs ont nécessairement conduit à accepter un vannage particulier, différent de celui dit *à rouleaux*, convenable pour les turbines qui reçoivent l'eau sur leur pourtour entier, et dont les dimensions sont moins restreintes.

Dans la turbine dont nous nous occupons actuellement, il existe en tout deux orifices injecteurs s qui sont réglés chacun par un tiroir en bronze t présentant une lèvre qui constitue l'une des parois de l'orifice.

Ces injecteurs s, dont la fig. 7 est un détail en coupe, se composent donc d'une partie fixe et d'une autre mobile.

La première est une ouverture évasée, pratiquée dans l'épaisseur du plateau H, dont l'un des côtés est vertical et l'autre courbe, avec l'inclinaison qui convient à l'introduction de l'eau dans l'aubage de la turbine.

La seconde partie est la pièce mobile t, qui se meut absolument comme un tiroir, en glissant sur la surface et dans une rainure pratiquée au plateau H. Lorsque cette pièce mobile touche la paroi courbe de l'injecteur, celui-ci est complétement fermé; mais lorsqu'on la fait avancer du côté de la paroi verticale de l'ouverture, on livre passage à l'eau à divers degrés; la fonction en est assez précise pour arriver au besoin à réduire l'épaisseur du filet fluide à moins d'un millimètre.

Il résulte de ce nouveau mode de vannage que, quel que soit le degré d'ouverture de l'injecteur, l'épaisseur seule du filet d'eau, dirigé sur les aubes A' de la turbine (fig. 7) varie, tandis que sa forme et sa direction, au contraire, ne changent pas, ce qui doit avoir pour résultat de conserver à la turbine le même rapport d'effet utile avec des dépenses variables.

Pour faire mouvoir simultanément les deux vannes ou tiroirs t, un petit mécanisme de transmission, que l'on voit très-bien sur la fig. 6, est appliqué sur la bâche J, fondue à cet effet avec un renflement, une boîte à étoupe u et deux supports U.

La boîte à étoupe est traversée par un arbre vertical L, forgé à sa partie inférieure avec un petit excentrique s', engagé dans une gorge circulaire ménagée au bras t'. Ce bras fait partie d'un collier en deux pièces T, solidement réunies par des boulons, et forgé avec deux autres bras auxquels sont fixés les tiroirs mobiles t des injecteurs.

La partie supérieure de l'arbre vertical L, en dehors de la boîte u, est garnie d'un secteur denté en bronze P, qui engrène avec la vis sans fin O. Ce secteur est fixé sur un petit arbre horizontal o, monté dans les supports U, et muni à l'une de ses extrémités d'un petit volant à main V.

Au moyen de ce volant, on fait tourner la vis O, et par suite, le secteur P, fixé sur l'arbre L; celui-ci, au moyen du petit excentrique s, déplace à droite ou à gauche le bras t', suivant le sens dans lequel on a tourné le volant V. Le collier T, qui fait partie de ce bras, se meut donc en entraînant simultanément les deux tiroirs t, qui ferment ou ouvrent à volonté les deux injecteurs; et, comme il est facile de s'en rendre compte par la nature même du jeu de l'excentrique, cette ouverture peut être aussi faible qu'on peut le désirer.

La turbine que nous venons de décrire est appelée *locomobile* par son auteur, parce qu'elle peut facilement être montée sur un chariot, et présenter ainsi un moteur hydraulique transportable qui, dans les localités où l'eau est introduite dans les conduits de distribution sous une grande chute, peut être utilisé, soit pour des épuisements, soit pour élever des matériaux dans les travaux de construction, etc.

Enfin nous ne voyons pas qu'il soit nécessaire d'insister davantage sur les services qu'une semblable machine pourrait rendre; l'énumération des principes, sur quoi sa construction est basée, suffit pour laisser apercevoir toutes les circonstances de son application.

TURBINE A ADMISSION PARTIELLE

AVEC BACHE ISOLÉE ET VANNAGE A ROULEAUX

(FIG. 8 ET 9, PL. 17)

Ce dernier système est une variété qui peut être considérée comme participant à la fois des grandes turbines ordinaires et de celles qui reçoivent l'eau par réservoir clos.

L'appareil tournant est, en effet, semblable à la turbine représentée pl. 16; mais le distributeur annulaire est remplacé ici par une bâche close, qui reçoit l'eau motrice à l'instar du réservoir cylindrique fig. 1, pl. 17, et dont la base, en rapport avec l'aubage de la turbine, est munie d'orifices adducteurs; le tout n'occupe qu'une fraction de la circonférence.

Les auteurs se sont proposé, par cette autre disposition, de profiter de l'avantage que présente l'admission partielle, de réduire les vitesses de rotation résultant des grandes chutes, en agrandissant le diamètre de la turbine, mais en évitant l'inconvénient du système à réservoir cylindrique avec lequel la turbine étant complétement cachée, il est presque impossible de la maintenir dans un bon état d'entretien.

Le simple examen de la fig. 8 suffit déjà pour faire voir qu'en effet la turbine est complétement dégagée et tout à fait hors de l'eau.

Ce mode particulier a permis l'emploi du vannage à rouleaux, mais avec des modifications *ad hoc*, ainsi qu'on le verra plus loin.

Ainsi que l'indique la fig. 8, la turbine A est fixée à l'extrémité de son arbre creux B, traversée par une tige en fer D qui porte, comme dans les systèmes précédemment décrits, le pivot supérieur *a c*.

Le collet en bronze *h'* est disposé en cône et fixé avec des vis de serrage dans une douille en fonte K, afin de maintenir l'arbre mobile B dans une verticalité parfaite, et remédier à l'usure en faisant, au besoin, descendre le collet dans la douille, comme nous l'avons expliqué plus haut au sujet de la turbine locomobile.

La bâche J de cette turbine, dont la tubulure J' est garnie d'une bride pour recevoir celle du tuyau d'arrivée de l'eau, présente une forme toute particulière; elle n'occupe qu'une portion de la circonférence de la roue A et elle est boulonnée avec la plaque H, fondue avec les injecteurs qui, eux aussi, n'occupent environ que les deux cinquièmes de la circonférence.

Dans l'intérieur de cette bâche se trouve le rouleau conique N, dont l'axe n est engagé entre les bras d'un levier à fourche M'. Ce levier est denté et forme ainsi une crémaillère semi-circulaire dont le centre est celui de l'axe de la turbine; il est logé, soit presque complétement, soit en partie dans la boîte en fonte M, fixée sur l'un des côtés de la bâche, suivant le nombre d'adducteurs fermés ou ouverts par la bande en gutta-percha *r* qui s'enroule sur le cône.

Dans la boîte M se trouve un pignon P, dont l'axe L traverse une boîte à étoupes, et monte au-dessus du plancher de l'usine. Cet arbre est mis en mouvement par un système de rouages dont la disposition dépend de la localité.

On voit donc que, par suite de l'agencement de l'arbre L et du pignon P, on peut faire mouvoir, à droite ou à gauche, à volonté, la crémaillère M' et avec elle le rouleau.

Quand celui-ci se trouve au bout de sa course en *j'*, tous les orifices sont fermés, c'est-à-dire couverts par le segment de gutta-percha garni de platines en fer.

Comme ce segment est fixé d'un bout en *j* et de l'autre au rouleau, si l'on fait tourner ce dernier en sens inverse, son poids le maintenant toujours bien en contact et le forçant de tourner sur lui-même, il enroulera naturellement le segment de gutta-percha, et, quand il sera arrivé au point *j*, tous les orifices seront alors découverts.

Nous dirons, en terminant, que l'établissement de Chartres est l'un de ceux qui, jusqu'ici, ont exécuté le plus de turbines hydrauliques et qui est peut-être aussi celui qui a apporté à ce genre de moteurs le plus de modifications, de perfectionnements utiles.

Cet établissement n'a pas monté, depuis 1844, moins de 600 de ces moteurs formant ensemble une force effective de plus de 10,000 chevaux.

N'est-ce pas la meilleure preuve que le système Fontaine a été apprécié dans l'industrie? Il se répand de plus en plus tous les jours non-seulement en France, mais encore à l'étranger.

TURBINES EN DESSUS, DU SYSTÈME FONTAINE

Par MM. CH. CALLON ET GIRARD, ingénieurs civils

HYDROPNEUMATISATION

(PLANCHE 18)

Ainsi que les turbines Fourneyron, celles du système Fontaine ont été étudiées par un certain nombre d'ingénieurs qui ont proposé diverses dispositions ayant pour objet de remédier à différents inconvénients qu'ils pensaient leur avoir trouvés. De cela on peut dire qu'il n'est en effet pas douteux que ces machines n'aient leurs côtés faibles, ainsi que bien d'autres du reste, et qu'il y a toujours lieu à chercher de quelles améliorations on pourrait bien les doter.

C'est avec juste raison que l'on a reproché aux premières turbines de ne pas donner un égal rendement avec des volumes d'eau variables : nous avons pu voir qu'en effet, les plus importantes recherches des auteurs primitifs ou de leurs imitateurs avaient été portées vers les conditions d'un bon vannage, permettant de modifier les orifices de dépense des turbines suivant les quantités d'eau variables disponibles, tout en conservant leurs formes pour les meilleures conditions du passage de l'eau.

C'est ainsi que nous avons vu M. Fourneyron diviser la hauteur de sa couronne mobile par des cloisons permettant de considérer l'ensemble de l'aubage comme composé de plusieurs capacités différentes, mais pouvant se remplir complétement chacune en ne leur livrant que des volumes d'eau proportionnels. Puis beaucoup plus récemment, le même ingénieur a proposé une vanne dont la paroi supérieure est mobile et se déplace comme elle (p. 299).

De son côté, M. Fontaine, après avoir fait usage de vannes partielles, imagina le vannage à rouleaux dont le résultat est l'admission partielle, quant à la circonférence de la turbine, et conservant aux orifices ouverts la forme qui convient le mieux au passage du fluide moteur.

Il en est de même d'un grand nombre d'autres ingénieurs qui se sont également occupés des turbines, et qui ont aussi imaginé des systèmes plus ou moins ingénieux ou praticables.

L'admission partielle, primitivement proposée par diverses personnes, et particulièrement par MM. Burdin, P. Callon et Gentilhomme, a été encore reprise depuis par MM. Ch. Callon et Girard, qui l'ont appliquée plus spécialement à des turbines Fontaine, mais de plus, avec l'adjonction d'un moyen particulier qu'ils ont appelé *hydropneumatisation*.

Quelques mots suffiront pour faire comprendre en quoi consiste ce procédé.

Voulant conserver au passage de l'eau dans l'aubage les mêmes conditions que lorsque celui-ci n'est pas noyé par les eaux d'aval, ils abaissent ces dernières au-dessous de la turbine en lui formant un réservoir étanche dans lequel on comprime de l'air. (Ce procédé a été amplement décrit dans un brevet d'invention pris par M. Girard, en date du 28 novembre 1849, et était supposé appliqué à tous les moteurs hydrauliques et aux barrages).

Les deux turbines représentées par la pl. 18 ont été étudiées par MM. Ch. Callon et Girard, et construites dans les ateliers Fromont, Fontaine et Brault.

L'une d'elles (fig. 1 et 2) a été établie chez MM. Bryan-Donkin et Cᵉ, de Londres. Elle est d'une puissance de 28 chevaux effectifs, fonctionnant sous une chute invariable de 13ᵐ 12. Par l'élévation de la chute, on a dû adopter le système en bâche permettant de réduire la longueur de l'arbre, suivant ce que nous avons montré à l'égard de la turbine de Dampierre, par M. Fourneyron, et celle représentée pl. 17.

L'autre turbine (fig. 3 et 4 de la pl. 18) est un exemple d'un procédé particulier de faire mouvoir les vannes partielles et de l'hydropneumatisation. Elle a été établie chez M. Dufay, à la papeterie d'Égreville (Seine-et-Marne), où elle fonctionne sous une faible chute et peut néanmoins fournir une puissance capable de s'élever jusqu'à 35 à 38 chevaux, environ, par le grand volume d'eau disponible.

Nous décrirons ces deux moteurs en n'insistant, du reste, que sur les points présentant des particularités que nous n'ayons pas encore eu l'occasion de citer.

TURBINE EN BACHE AVEC VANNAGE A PAPILLON

(FIG. 1 ET 2, PL. 18)

Le fonctionnement de la couronne mobile A et sa relation avec l'arbre moteur creux C sont les mêmes que ce que l'on a pu voir précédemment à l'égard de toutes les turbines Fontaine; le mode de suspension par le pivot en dessus est aussi identique.

Mais la chambre d'eau est constituée par le réservoir cylindrique clos, D, auquel la couronne fixe B, des directrices, forme le fond. L'eau lui est fournie par une conduite fermée venant se raccorder à la tubulure *c* fondue avec lui.

Ce réservoir, formant aussi le point d'appui de tout l'ensemble du mécanisme, porte à sa partie supérieure, et boulonné avec lui, une pièce en fonte E, garnie de la douille en bronze *a* pour guider l'arbre moteur au-dessous de la cage du pivot, lequel arbre a, comme autre part, son guide inférieur ménagé au centre de la couronne fixe.

Le passage de l'arbre, au travers de la bâche D, est protégé par une enveloppe centrale *b* fondue avec la pièce principale D, qui tient l'eau éloignée de l'arbre et sert aussi de guide au vannage à papillon F dont nous allons parler.

Le fond fixe, au lieu d'être muni d'aubes sur toute sa circonférence, n'en possède qu'un petit nombre occupant deux segments G opposés, de chacun 50 degrés environ, de développement.

Les parties du fond fixe B, où débouchent les orifices, ainsi que celle du centre, présentent une saillie dressée pour l'application et le fonctionnement précis du papillon F, qui est appelé à fermer exactement ces orifices lorsqu'on veut arrêter la turbine ou une partie seulement, suivant le volume d'eau à dépenser.

La fig. 2, qui est une section horizontale faite sur le réservoir D, par le centre de la tubulure *c*, indique suffisamment la forme du papillon pour qu'il n'y ait rien à ajouter à cet égard.

Nous ferons remarquer, toutefois, le mode employé pour le manœuvrer, qui consiste en un pignon H engrenant avec une denture ménagée à l'une des extrémités du papillon, lequel pignon est monté sur un axe vertical *d* qui peut recevoir sa commande extérieurement, puisqu'il traverse la partie supérieure du réservoir à l'aide d'une boite à étoupe I rapportée à cet effet.

On voit que, pour loger ce pignon et son axe et ménager le point d'appui de ce dernier directement sur le fond fixe, on a dû faire venir un évidement demi-cylindrique *e* dans toute la hauteur du réservoir. Pour l'éviter, il eût fallu faire l'engrenage du segment intérieur et placer un guide pour l'arbre contre la paroi cylindrique du réservoir D.

A part la légère irrégularité d'aspect, comme forme extérieure, produite par l'évidement *e*, nous croyons que la disposition en est préférable comme simplicité.

En résumé, l'ensemble de cette construction est très-satisfaisant et l'exécution facile, sans que l'on puisse craindre aucune variation, puisque le tout ne forme qu'une pièce.

Quant à l'injection partielle, on a vu précédemment quelles étaient les circonstances qui pouvaient conduire à l'adopter; nous n'y reviendrons que pour rappeler que les auteurs, MM. Callon et Girard, ont eu surtout pour but de conserver, dans tous les cas, au passage du fluide ses conditions d'effet, quel que soit le volume d'eau variable, puisque ceux des orifices que l'on conserve ouverts le sont complétement.

Reste l'emploi du vannage à papillon, proposé depuis longtemps, et qui n'a pas toujours répondu à l'attente de ceux qui l'ont essayé. Sa fonction est parfaitement régulière, mais sujette aux efforts résultant de la pression du fluide qui présente une résistance d'autant plus grande pour le faire mouvoir que la hauteur de la chute est aussi plus considérable.

Et puis, il est évident qu'un papillon ne permet pas de garnir le plateau distributeur d'aubes sur plus de la moitié de sa circonférence, puisque l'étendue du papillon ne peut pas être moindre, et, qu'à pleine ouverture, les parties pleines et celles ouvertes occupent autant de place l'une que l'autre sur la circonférence du fond fixe.

TURBINE A VANNES PARTIELLES

(FIG. 3 A 6, PL. 18)

La turbine représentée en coupe verticale (fig. 3) a été établie chez M. Dufay, à la papeterie d'Égreville, ainsi que nous l'avons dit déjà.

Elle se distingue principalement par le mécanisme employé à la manœuvre des vannes dont chaque aube directrice est munie, de même que la turbine Fontaine primitive. Seulement, au lieu de faire lever toutes ces vannes à la fois, cette disposition-ci permet de les soulever successivement, et deux par deux diamétralement opposées l'une à l'autre, de façon à produire encore à volonté l'admission partielle ou totale, mais, dans tous les cas, à pleine ouverture pour chaque orifice adducteur mis en jeu.

Le problème est résolu à l'aide d'une poulie horizontale D, montée sur un collet spécial, concentriquement à l'arbre moteur C. Cette poulie porte à sa circonférence deux gorges ou rainures *e* se raccordant l'une à l'autre aux deux extrémités d'un même diamètre, par des parties courbes *e'*, très-adoucies, ainsi que cela se trouve indiqué fig. 3, où cette poulie est représentée en vue extérieure.

Elle est aussi vue horizontalement et isolée (fig. 4); les fig. 5 et 6 la représentent en détail avec les parties qui s'y rattachent, suivant une coupe verticale partielle et la projection horizontale extérieure de l'un des bras avec une portion de la couronne.

Toutes les tiges *c* des vannes F étant guidées à leur partie supérieure par une couronne fixe D', qui est percée de trous pour leur passage, elles portent au-dessus de cette couronne un talon cylindrique *c'* qui s'engage dans les gorges *e* de la poulie D; (nous supposerons, pour l'instant, que ce soit dans la gorge inférieure comme cela est représenté en détail, fig. 5).

Si maintenant on vient à faire tourner la poulie D autour de son axe, et d'une faible quantité, toutes les tiges *c* dont les talons se trouvent dans la partie cylindrique de la gorge resteront immobiles, ou autrement dit, ne seront pas soulevées; mais celles qui sont engagées près des deux parties courbes *e'*, raccordant la gorge inférieure avec celle supérieure, suivront nécessairement ces courbes, et, amenées dans la gorge supérieure, se trouveront soulevées d'une hauteur correspondante à l'écartement de ces deux gorges.

Par conséquent, ce qui vient d'avoir lieu pour deux vannes diamétralement opposées, lorsqu'on n'a fait tourner la poulie D que d'une quantité correspondante au développement du raccord *e'*, arrivera pour deux autres vannes voisines des deux premières, en tournant encore la poulie d'une même quantité; enfin, après avoir fait faire à cette poulie une demi-révolution complète, toutes les vannes seront levées et leurs talons engagés dans la gorge supérieure.

Inutile d'ajouter qu'en tournant la poulie en sens contraire, on fera redescendre les vannes de la même façon qu'elles ont été soulevées.

Ce simple exposé permettra certainement de comprendre comment on peut obtenir ainsi l'admission totale ou partielle ou, en résumé, de mettre en action autant d'orifices, depuis deux, qu'on le juge nécessaire pour débiter un volume d'eau déterminé.

Quant à la manœuvre de la poulie D, elle s'effectue en agissant à la main sur un axe vertical *d* portant un pignon E qui engrène avec une denture ménagée à la poulie sur l'étendue d'une demi-circonférence.

HYDROPNEUMATISATION

Le principe de l'hydropneumatisation appliqué aux turbines consiste à faire abaisser le niveau des eaux en aval au-dessous de la roue mobile, lorsque ce niveau est tel que la turbine devrait marcher noyée.

Pour opérer artificiellement ce dénoyage, on s'arrange pour clore hermétiquement l'espace occupé par la turbine, puis on y refoule de l'air au moyen d'une petite pompe, quelquefois appelée soufflet, que l'arbre de la turbine commande.

La turbine représentée fig. 3 possède cette disposition. Tout l'espace compris au-dessous du cadre ou charpente I, qui porte la couronne fixe B, se trouve limité par une petite vanne placée à une certaine distance et qui, partant du plancher de la chambre d'eau, s'abaisse au-dessous, un peu plus bas que le plan inférieur de la couronne mobile A.

L'air refoulé par la pompe arrive par un conduit G débouchant dans cet espace par la partie supérieure du plateau B des directrices; un autre conduit H, partant du même plateau, établit une communication facile entre cette partie et celle qui peut être comprise entre le cadre ou charpente I et la vanne, si cette dernière est placée un peu plus loin.

Il est facile de se figurer quel peut être le degré de compression de l'air d'après la hauteur dont on veut abaisser le fluide. Cette compression est généralement faible, puisque si le niveau d'aval se trouvait élevé, même d'un mètre au-dessus du plan inférieur de l'anneau mobile, la pression de l'air, pour faire équilibre à cette colonne d'eau, devrait être seulement de 11/10e d'atmosphère, environ.

La fig. 8 représente le détail de la même partie d'une turbine qui a été établie à Verviers (Belgique), chez MM. Lieutenant et Peltzer, et qui est aussi hydropneumatisée. L'espace inférieur où l'air doit être refoulé est déterminé et complété par une bâche en tôle J, posée en dehors de la cloison K qui forme la chambre d'eau, afin de restreindre autant que possible les dimensions de celle-ci et reporter aussi en dehors le conduit G d'arrivée de l'air refoulé par le soufflet.

Il ne nous paraît pas utile d'insister davantage sur le but que se sont proposé les auteurs par cette disposition, dont le résultat est, ainsi qu'il a été dit ci-dessus,



d'éviter l'engorgement de la turbine et de maintenir, dans tous les cas, *la libre déviation de la veine fluide* à son passage dans les aubes réceptrices.

La forme des aubages de ces diverses turbines a été également déterminée dans la même intention.

La fig. 7, qui est une coupe développée des aubages de l'une d'elles, indique que le nombre de directrices est supérieur à celui des aubes de la couronne mobile, de façon que l'écartement maintenu entre ces dernières soit plus grand que celui des directrices et que les veines fluides suivent exclusivement la face concave des courbes réceptrices, sans jamais remplir l'espace ménagé entre elles. (Voir pour les effets obtenus et la forme des aubes, les données complémentaires, chapitre XI).

Des expériences comparatives ont été faites sur ces turbines pour déterminer les effets produits par le dénoyage résultant de l'hydropneumatisation : les résultats ont été trouvés satisfaisants.

Mais il reste à se demander s'il en serait de même en toutes circonstances, et si la force dépensée pour comprimer l'air n'établit pas une compensation avec celle que l'on perd réellement lorsque la turbine marche noyée.

Comme il n'est guère possible de se prononcer d'une façon absolue, en raison même de la diversité des cas qui se présentent, mais que le procédé est néanmoins très-simple et peu coûteux à établir, et qu'il est toujours possible d'en interrompre la fonction à volonté, nous pensons qu'on peut très-bien l'appliquer chaque fois qu'une turbine est susceptible d'être noyée.

On aurait ainsi un moyen de plus à sa disposition et sans inconvénients, puisqu'il suffit d'arrêter la marche de la pompe pour remettre la turbine dans les conditions ordinaires, et établir une comparaison entre les deux situations comme résutat de puissance motrice obtenue.

Nous étant réservé un chapitre spécial pour tout ce qui est tracé géométrique ou règles pratiques, nous bornons là ce qu'il peut y avoir à dire, quant à la construction, des turbines qui dépensent l'eau verticalement, et qui ont été mises au jour pour la première fois par M. Fontaine, après les essais plus ou moins fructueux d'Euler et de Burdin, le premier en cherchant à appliquer le principe de la réaction, mais en imaginant la superposition des roues fixe et mobile, et M. Burdin par ses essais de Pont-Gibaud. Les turbines Jonval-Kœchlin, dont nous allons parler, ont cependant cette même disposition : mais elles sont citées pour un mode d'application tout particulier qui permet de les classer à part des précédentes.

FIN DU CHAPITRE NEUVIÈME



CHAPITRE X

TURBINE EN DESSUS, DITE TURBINE JONVAL-KŒCHLIN

(PLANCHE 19)

Le moteur dont nous allons nous occuper constitue presque exactement dans son ensemble une turbine Fontaine, dont la bâche serait disposée pour que cette turbine fonctionnât à un point quelconque, pris dans la hauteur de la chute, c'est-à-dire qu'au lieu de la placer tout à fait à la hauteur du niveau d'aval, cette turbine pourrait et peut être placée arbitrairement entre les deux niveaux.

Cette turbine est quelquefois simplement nommée turbine Jonval; mais il est plus exact d'ajouter le nom de M. Kœchlin, attendu que si Jonval est l'inventeur de la disposition, c'est M. Kœchlin qui l'a véritablement rendue pratique.

Jonval, praticien intelligent, prit, le 27 octobre 1841, un brevet d'invention pour un moteur qu'il appelait : *machine hydraulique, veine virtuelle*, dite *turbine Jonval*. Ainsi qu'on le verra plus loin, l'auteur avait imaginé de placer une roue, munie d'aubes, dans l'intérieur d'un conduit amenant l'eau motrice, mais, suivant lui, essentiellement rétréci à l'endroit où se trouvait la roue.

Jonval ayant cédé son droit d'exploitation à MM. André Kœchlin et Ce, constructeurs à Mulhouse, son moteur reçut d'abord d'importants perfectionnements de forme; mais surtout le véritable principe sur lequel est basée sa fonction fut découvert, principe que l'inventeur ne semble avoir aucunement soupçonné.

Ainsi il résulte de ceci que Jonval a réellement imaginé de faire fonctionner une turbine dans une condition nouvelle, mais sans en découvrir le véritable principe qui a été trouvé par MM. Kœchlin et Ce, et qui ont seuls donné aussi à la turbine ses dispositions définitives.

Il sera facile de se rendre un compte exact de l'état des choses par la relation succincte que nous donnons de la turbine primitive de Jonval et des études faites par MM. Kœchlin, et enfin par la description de la turbine perfectionnée actuelle.

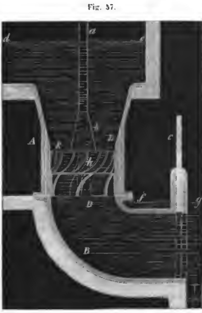
TURBINE PRIMITIVE DE JONVAL

En demandant son brevet, Jonval disait avoir remarqué que lorsqu'on oblige un fluide à suivre une conduite dont un point présente un rétréeissement, il en passe autant par la partie rétrécie que par les sections les plus grandes de la conduite; et

que les efforts exercés par la veine fluide pour reprendre la direction rectiligne, qu'elle aurait si la conduite était cylindrique, peuvent être utilisés et transformés en force motrice.

S'appuyant sur ces données, dont l'énoncé est inexact, Jonval proposa plusieurs dispositions de moteurs, et, entre autres, la suivante que nous décrirons comme s'approchant le plus de la forme sous laquelle cette turbine a été appelée à se propager à côté des autres moteurs.

Fig. 57.



La fig. 57 est la reproduction exacte de celle donnée par Jonval comme l'une des applications de son principe.

Les eaux d'amont viennent établir leur niveau *d-e* dans un réservoir auquel est adapté un conduit A, dont l'entrée forme entonnoir, et qui devient ensuite cylindrique. Un deuxième conduit B est boulonné au précédent et se recourbe horizontalement dans les eaux d'aval dont le niveau est en *f-g;* son extrémité ouverte est munie d'une vanne à tiroir *c* servant à régler l'écoulement du fluide.

La roue motrice présente à peu près les mêmes conditions que la turbine Fontaine, si ce n'est que les aubes ou palettes, *h*, sont libres extérieurement et sont comme implantées dans la partie qui constitue le moyeu relié à l'axe *a* de rotation.

Cette roue est placée à l'intérieur d'une pièce cylindrique D, ajustée dans le conduit adducteur A, et qui se termine à sa partie inférieure par un croisillon formé de palettes courbes présentant leur convexité vers la partie supérieure; la turbine tournait donc au-dessus de ces palettes et avait son point d'appui fixe ménagé dans cette partie de la pièce D.

La turbine doit se mettre en mouvement aussitôt que l'on favorise l'écoulement du fluide en levant la vanne inférieure *c*; l'eau vient agir sur les aubes *h* de la roue mobile et lui imprime un mouvement de rotation.

Mais Jonval, se basant toujours sur la direction rectiligne que le fluide, suivant lui, cherche à conserver, avait placé au-dessous de la roue mobile ce croisillon fixe formé d'aubes convexes qui étaient appelées à aider le fluide à reprendre sa direction parallèle à l'axe du conduit, après que son action sur la roue mobile était terminée.

Voilà donc, dans son ensemble, l'invention de Jonval, dont le seul point pratique, qui eut du succès, est la position de la roue mobile par rapport à la hauteur de chute. Cette découverte eut pour résultat de prouver aux mécaniciens qu'une turbine pouvait fonctionner utilement sans qu'elle se trouvât placée justement à la partie inférieure de la chute, condition vraiment précieuse dans bien des circonstances, ainsi que nous le montrerons plus loin.

C'est sous l'impression résultant de ce que l'on pouvait espérer de cette nouvelle disposition que M. A. Kœchlin, constructeur à Mulhouse, s'entendit avec Jonval pour exploiter son invention et la reprendre en quelque sorte en sous-œuvre, afin d'en dégager les erreurs, et enfin la rendre pratique.

En effet, Jonval s'était complétement trompé sur la cause, tout en découvrant un fait pratique rationnel. Il disait que le fluide à son passage dans la roue mobile avait toute la vitesse due à la hauteur de la charge d'eau au-dessus de la roue, plus une certaine augmentation due au rétrécissement du conduit. C'est bien là ce qui se passe, mais la raison est autre, comme on le verra plus loin, que ce qu'il pensait.

Quoi qu'il en soit, M. Kœchlin étudia les conditions de marche de ce moteur ainsi disposé, et fit part de ses recherches à la Société industrielle de Mulhouse, qui en fit publier un rapport où nous allons puiser les renseignements nécessaires pour élucider complétement cette intéressante question.

PRINCIPE DE LA TURBINE JONVAL

ÉTUDES DE M. ANDRÉ KŒCHLIN

M. Kœchlin énonça en ces termes le principe en vertu duquel la turbine Jonval fonctionnait :

« En mettant en communication deux biefs superposés par un tuyau dont on resserre la section par un récepteur placé en un point quelconque, pris dans sa

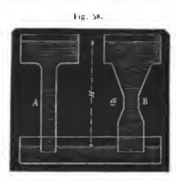
hauteur, la vitesse de la veine fluide à l'endroit ainsi resserré, sera celle due à la différence de hauteur des deux niveaux.»

Par conséquent, le moteur, recevant tout le poids d'eau fourni par la source, avec la même vitesse que s'il était placé au point le plus bas de la chute, rend théoriquement tout ce qu'on peut obtenir, puisque la force vive du fluide est la même dans les deux cas.

Quant à l'étranglement de la conduite, on verra que ce n'est pas une condition essentielle du problème, mais plutôt une nécessité du fonctionnement, qui mène à agrandir autant que possible le conduit en dehors de la roue mobile pour que le fluide n'y conserve qu'une faible vitesse : c'est ce qui a été déjà mentionné plus haut à l'égard des turbines Fourneyron.

Pour permettre de bien apprécier la situation, faisons l'expérience suivante :

Fig. 58.



Imaginons deux vases A et B, fig. 58, composés chacun d'une cuvette supérieure, exactement de même dimension toutes deux, et d'un conduit vertical d'une égale hauteur, mais le premier étant cylindrique tandis que le second est formé d'une embouchure conique continuée par une partie cylindrique *a* de même diamètre que le conduit du vase A, laquelle partie *a* se raccorde par un autre cône à une partie cylindrique plus grande de diamètre que la précédente ; les deux vases plongent d'ailleurs dans un même bassin contenant de l'eau.

Si ces deux vases avaient été primitivement fermés à leur extrémité inférieure, et remplis d'eau suivant une même hauteur H, à partir du niveau dans la cuvette, en débouchant ces mêmes orifices l'écoulement se produirait.

Proposons-nous d'examiner comment s'effectuerait cet écoulement pour chacun d'eux, en raison de la différence de forme des conduits verticaux.

Pour celui A, dont le tube est cylindrique, la tranche de liquide située dans ce tube au même niveau que l'eau de la cuvette devra prendre la vitesse due à la hauteur H des deux niveaux, et chaque tranche successive, prise à toutes les hauteurs du tube vertical, devra prendre une même vitesse, attendu qu'il ne peut pas se former de vide entre elles, ce qui arriverait si les tranches inférieures se mouvaient

plus rapidement que les autres, en raison de la forme exactement cylindrique du conduit vertical, dont toutes les sections horizontales sont égales.

La vitesse est donc uniforme dans toute la hauteur de la colonne liquide et correspondante à celle due à la hauteur H; et le volume d'eau écoulé est égal au produit de cette vitesse par la section uniforme du conduit.

Voyons maintenant comment les choses se passent à l'égard du deuxième appareil, dont le conduit vertical n'a pas une section uniforme :

La tranche de liquide située à la hauteur du niveau dans la cuvette tendrait bien à s'écouler avec la vitesse due à la hauteur de pression H, mais il faudrait pour cela que la vitesse que prendrait le liquide, dans la partie étranglée *a*, fût plus grande que celle due à la hauteur H, attendu que le volume d'eau qui s'écoulerait par la partie inférieure du conduit, ne pourrait s'écouler de même par la partie étranglée qu'avec une vitesse en rapport inverse des sections.

Or cette vitesse ne peut être plus grande que celle due à la hauteur totale H; car si nous supposions que la partie cylindrique au-dessous de l'étranglement eût la hauteur d'une pression atmosphérique, c'est-à-dire au moins 10 mètres (1), il se formerait un vide au-dessus de la colonne d'eau, vide dans lequel l'eau s'écoulerait par l'étranglement, et avec une vitesse due à la charge de la partie supérieure du conduit, plus la pression atmosphérique, qui équivaut, disons-nous, à une colonne d'eau de 10 mètres de hauteur.

Par conséquent cette hauteur initiale serait précisément la hauteur totale que nous avons supposée, dans ce cas, égale à la colonne liquide qui existe au-dessus du niveau dans le récipient inférieur.

Donc, la plus grande vitesse que puisse prendre une colonne d'eau en mouvement dans une conduite verticale est celle due à la différence H des deux niveaux (les pressions sur les surfaces libres étant égales bien entendu); et comme la plus petite section de cette conduite correspond aussi à la vitesse maximum, on en déduit que, dans la partie étranglée *a*, la vitesse du fluide est celle due à la hauteur H.

Comparant, en résumé, l'écoulement de l'eau dans les deux vases A et B, nous en déduisons qu'il est le même dans les deux cas, puisque nous avons admis que le diamètre de l'étranglement est égal à celui du conduit vertical A, ou, autrement dit, les volumes écoulés dans des temps égaux sont aussi équivalents.

Par conséquent, il devient constant qu'une roue réceptrice peut être placée en un point intermédiaire de la chute, et en recueillir tout l'effet utile, à la seule condition qu'il ne se produise pas d'espaces vides entre le dessous de la roue et le niveau d'aval.

C'est pourquoi l'on établit un conduit fermé pour obtenir l'étanchement dans cette partie et tenir les eaux en quelque sorte suspendues comme dans un baromètre, ou dans la colonne d'aspiration d'une pompe.

A l'égard de ce conduit inférieur, il est utile de remarquer que, si la question d'étranglement n'entre pas directement dans les données du problème, il est néan-

(1) On sait que la pression atmosphérique, par unité de surface, correspond au poids d'une colonne de mercure de 0m76 de hauteur, ou d'une colonne d'eau de 10m33 à la température de + 4° soit, environ, 1k033 par centimètre carré.

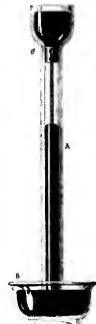
moins nécessaire que ce conduit présente une section bien supérieure à celle des orifices de la turbine. Car, s'il en était autrement, l'eau qui devrait quitter la turbine avec une vitesse presque nulle, ne pourrait pas s'écouler; il y aurait engorgement.

Mais si la turbine peut être placée en un point quelconque de la hauteur de la chute, cette hauteur ne doit pas, cependant, excéder 10 mètres, ou une pression atmosphérique, au-dessus du niveau d'aval, attendu que dans cette circonstance il se formerait un vide réel au-dessous de la turbine, et par suite une perte de chute.

En effet, il résulte justement de l'expérience citée plus haut, que la vitesse du fluide dans le récepteur ne peut pas être supérieure à celle due à la hauteur de la colonne liquide au-dessus de la roue mobile, plus 10 mètres environ; donc l'excédant de hauteur sur 10 mètres au-dessous de la turbine sera complétement perdu pour l'effet utile.

D'ailleurs un vide au-dessous de la roue mobile ne pourrait que nuire au passage des filets fluides au travers des aubes.

Fig. 59.



Il sera donc convenable de ne jamais atteindre cette hauteur, ce qui, au reste, est rarement nécessaire.

Ce point a été précisément examiné, d'une façon particulière, par les membres de la commission déléguée par la Société industrielle de Mulhouse pour faire des essais sur la turbine Kœchlin.

Ces messieurs en ont fait une expérience spéciale, que nous croyons devoir rapporter comme historique de la question.

La fig. 59 peut donner une idée suffisante de l'appareil employé pour faire cette expérience.

C'est un véritable baromètre à mercure composé de son tube en cristal A et d'une cuvette B.

Mais le tube est terminé en haut par un évasement formant en quelque sorte réservoir supérieur et entonnoir; un bouchon *a*, qui peut être facilement retiré à volonté, sert à fermer la colonne barométrique.

On retire pour un instant le bouchon, puis en fermant l'extrémité inférieure du tube avec le doigt on le remplit entièrement de mercure, et on remet le bouchon en place.

Si l'on plonge ensuite le tube ainsi rempli dans la cuvette B pleine de mercure, et que l'on retire le doigt, le mercure s'abaisse dans le tube A à la hauteur ordinaire de la pression atmosphérique; mais le bouchon *a* étant percé d'un petit trou, le mercure resté dans le réservoir supérieur s'écoule nécessairement, et, traversant la chambre barométrique, vient se joindre à la colonne de mercure du tube A.

Cette expérience, faite dans un moment où la question était tout récemment posée, avait pour but de faire connaître ce qui pourrait arriver à une turbine qui serait placée précisément dans les mêmes conditions que le bou-

chon *a*, c'est-à-dire, avec un vide barométrique au-dessous d'elle, résultant alors d'une colonne d'eau inférieure de plus de 10 mètres de hauteur.

Elle prouva qu'en effet l'écoulement du liquide ne modifie aucunement la hauteur de la colonne barométrique, et qu'il est lui-même exactement dans les mêmes conditions que si la chambre barométrique n'existait pas, et que le sommet de la colonne de mercure fût immédiatement en contact avec le bouchon : d'où l'espace vide constituant la chambre barométrique est complétement perdu pour l'effet utile, si ce vide se produit au-dessous d'une turbine.

Ces notions préliminaires permettront de bien apprécier le but proposé, et de bien faire comprendre la description détaillée que nous donnons ci après d'une turbine construite sur ces principes, non pas à la vérité par M. Kœchlin, mais par M. Fossey, ingénieur français, résidant en Espagne depuis longtemps.

A quelques détails de construction près, c'est exaclement une turbine semblable à celles exécutées par la maison André Kœchlin. On peut même la considérer comme tout à fait analogue à celle qui a été présentée dans l'origine à la Société industrielle de Mulhouse. Nous ne manquerons pas, du reste, d'indiquer les quelques différences qui peuvent y exister.

Notons déjà, comme modification importante apportée à la turbine primitive de Jonval, l'adjonction d'un cercle de directrices, comme dans les turbines Fontaine, et la suppression de cette espèce de conducteur ou *redresseur* que Jonval, dans la fausse idée qu'il avait du principe, avait cru utile de disposer au-dessous de la roue mobile, ainsi qu'on a pu en juger par la fig. 57 qui précède.

TURBINES JONVAL-KŒCHLIN

Construites par **M. ED. FOSSEY**, ingénieur

(FIG. 1 A 11, PL. 19)

La turbine représentée en détails, pl. 19, est montée à Lasarte (Espagne), où elle met en mouvement un moulin à blé, primitivement composé de huit paires de meules marchant par courroies, mais qui peut en recevoir jusqu'à douze paires environ, d'après la puissance que le moteur est capable de développer. Cette turbine fonctionne, en effet, sous une chute de 4 mètres; et elle reçoit assez d'eau pour rendre 50 chevaux de puissance disponible.

La fig. 1re du dessin représente l'ensemble du moteur en coupe verticale, passant par l'arbre horizontal qui transmet le mouvement au moulin ;

La fig. 2 représente le même ensemble, mais les maçonneries, seulement, en coupe faite perpendiculairement à celle précédente;

Les fig. 3 à 6 représentent isolément le distributeur et la roue mobile;

Les figures suivantes sont des détails de quelques organes détachés du mécanisme.

ENSEMBLE DU MÉCANISME DE LA TURBINE

L'emplacement du moteur a une disposition tout à fait analogue à ce que l'on a pu voir précédemment pour les autres turbines fonctionnant sous des hauteurs de chute ordinaires : c'est-à-dire que les eaux d'amont viennent établir librement leur niveau dans un chenal en maçonnerie protongé à l'intérieur de l'usine, et s'écoulent dans le bief d'aval en passant par la turbine qui est établie sur le bâti en charpente G séparant exactement les deux biefs.

Par la nature même du système, la roue mobile A tourne à l'intérieur d'un cylindre de fonte, qui, s'appuyant sur le plancher G, descend jusqu'au-dessous du niveau du bief d'aval. Ce cylindre est composé dans sa hauteur de plusieurs parties portant des rebords par lesquels on les réunit au moyen de boulons.

La partie D de ce cylindre, ou conduit vertical, est celle par laquelle l'ensemble est rattaché à la charpente, et où se meut la turbine; c'est elle aussi qui reçoit l'anneau fixe des directrices. A cet effet, elle est munie à son sommet d'un rebord pouvant recevoir les boulons nécessaires à son assemblage avec le plancher, et assez large pour qu'on ait pu ménager un évidement dans sa face supérieure, afin de recevoir la couronne fixe qui doit s'y emboîter très-exactement, et y former un joint parfait.

La roue ou turbine A pourrait être comparée à une couronne mobile des turbines Fontaine, dont l'enveloppe cylindrique serait supprimée, laissant ainsi les aubes isolées extérieurement, et comme rapportées sur le corps central qui forme le moyeu (c'est, du reste la disposition proposée dès l'origine par Jonval. Voir précédemment fig. 57).

Dans cet état la turbine doit tourner à l'intérieur du cylindre D avec le jeu strictement nécessaire pour que le mouvement puisse aisément s'effectuer, sans cependant que ce jeu soit trop sensible. Par conséquent, l'extérieur de l'aubage ainsi que l'intérieur du cylindre sont tournés; et celui-ci présente à cet effet une partie réduite de diamètre qui peut être alésée, à l'exclusion de toute la partie prolongée pour le passage de l'eau.

Au-dessous de la partie E, simplement cylindrique, qui se rattache au premier anneau D, est fixé un troisième anneau F composé d'un fond plein qui se trouve relié par des nervures *e* à une couronne munie de la bride par laquelle l'ensemble de la pièce est boulonnée avec le cylindre E. Les intervalles des nervures livrent passage au fluide échappé; ils constituent donc les orifices d'évacuation, qui se ferment ou s'ouvrent à volonté, à l'aide de la vanne annulaire H. L'intérieur de cette vanne est alésé, et l'extérieur de la couronne F est tourné ainsi que le bord inférieur de la vanne et la même pièce F, sur laquelle elle repose lorsqu'elle est complétement abaissée, comme elle est supposée l'être fig. 2. Par cette construction soignée on arrive à clore hermétiquement le conduit d'échappement de la turbine, et à n'avoir pas la plus légère fuite.

La couronne fixe B des directrices porte à son centre une garniture d'étoupe qui a pour objet de maintenir l'arbre de la turbine parfaitement à son centre, et aussi d'empêcher les fuites d'eau par cette partie. L'arbre C s'élève au-dessus du plancher supérieur I, au-dessus duquel il est guidé par un boitard J monté sur un socle en fonte K. En dehors de ce boitard il est muni d'une large embase rapportée L, au moyen de laquelle il se trouve suspendu, ainsi que la turbine, sur trois galets M, qui ont leurs fusées montées sur une bague entourant l'arbre de la turbine, et roulent sur la plate-forme annulaire, fondue avec le boitard, par laquelle le tout se trouve fixé sur le socle K.

Ainsi qu'il est facile de le comprendre, le mouvement de rotation de la turbine s'effectue entièrement sur ces galets, qui deviennent aussi le seul point d'appui de suspension du mécanisme tournant. Eux-mêmes étant libres sur leurs fusées, et la bague *d*, qui les retient, libre sur l'arbre C, qui n'a d'autre objet que de leur servir de centre, il en résulte que ces galets tournent sur eux-mêmes par l'entraînement de l'embase L, et se déplacent aussi circulairement sur la plate-forme qui les porte, ce qui fait qu'il n'existe pas de glissement. (C'est le même procédé que celui proposé par Mannoury d'Ectot pour son levier hydraulique; voir p. 265; c'est aussi celui adopté par M. E. de Canson; voir pl. 20).

Dans l'origine, la turbine construite par M. Kœchlin tournait sur un pivot ordinaire dont la crapaudine faisait corps avec les pièces composant le conduit d'échappement et, par conséquent, entièrement dans l'eau. On conçoit que la difficulté d'en-

tretenir le graissage a pu conduire à adopter la disposition des galets, qui présente aussi l'avantage de la douceur dans le mouvement.

D'après les dispositions du moulin que cette turbine met en mouvement, la transmission a lieu par les roues d'angle N et N', dont l'une est fixée sur l'arbre de la turbine, et l'autre sur un arbre horizontal O, qui communique avec le mécanisme du beffroi.

ENSEMBLE DES FONCTIONS DE LA TURBINE

Nous pouvons maintenant nous faire une idée complète et exacte de la marche de ce moteur, et l'envisager au point de vue des principes par l'exposé desquels nous avons commencé cet article.

Si nous admettons la turbine posée et tout à fait dépourvue d'eau en amont, voici ce qu'il est nécessaire de faire pour la mettre en fonction. On doit abaisser complétement la vanne de fond ou d'échappement H, puis laisser arriver l'eau d'amont, laquelle traverse les aubes, remplit le cylindre D E F et établit son niveau dans la chambre supérieure. Jusque-là aucun mouvement utile n'a pu se produire; mais si l'on vient à lever la vanne H, l'eau peut s'écouler et la turbine se met alors en marche.

La levée de la vanne doit être rigoureusement en rapport avec le volume d'eau pour lequel l'aubage de la turbine a été disposé, mais en tenant compte surtout de la vitesse que l'eau conserve en sortant de la turbine, vitesse qui n'est pas nulle, mais qui pourrait être très-faible.

Cette vanne ne peut donc pas être comparée à celle que M. Fourneyron a appliquée à sa turbine, où elle agit directement sur l'aubage et règle d'une manière absolue le volume d'eau livré à la turbine. La vanne inférieure de la turbine Fossey ne doit être considérée que comme organe de mise en train, et ne dispense pas d'un procédé direct de réglementation pour les aubes de la couronne fixe.

Par conséquent, pour les légères variations de dépense, on fait usage de la vanne inférieure H que l'on abaisse plus ou moins. Mais s'il s'agit des grandes variations qui se produisent d'une saison à l'autre, on est obligé, pour conserver au passage de l'eau dans la turbine ses conditions normales, d'annuler une portion plus ou moins grande de la circonférence de l'aubage distributeur, de façon à n'en conserver qu'une partie au fluide et marcher par injection partielle, exactement, du reste, comme on l'a vu précédemment à l'égard d'autres turbines en dessus.

Seulement, au lieu d'opérer la réduction de l'aubage à l'aide d'une vanne ou de plusieurs vannettes, on emploie dans la turbine, que nous décrivons, six clapets P dont chacun d'eux est un segment correspondant à la sixième partie de la zone formée par l'aubage. Par conséquent on lève ou l'on baisse complétement un certain nombre de ces clapets, suivant la quantité d'orifices que l'on veut maintenir en activité; la vanne de fond n'en est pas moins toujours le régulateur de la dépense, comme elle est aussi l'organe permanent de la mise en train.

Dans les premières turbines établies par M. Kœchlin, on faisait usage, pour en réduire le débit, de coins en bois que l'on introduisait un à un dans les orifices du distributeur. C'est dans cette condition qu'ont été faites les expériences, que nous citerons plus loin, sur des turbines établies à Aspach-le-Pont et à la poudrerie du Bouchet.

Maintenant si l'on cherche à se rendre compte de l'effet que peut produire sur le moteur le jeu de la vanne d'échappement, comme moyen de régler la dépense de l'eau, on ne tarde pas à découvrir que le rendement peut s'en trouver affecté d'une façon assez notable, à mesure que la section de l'orifice de sortie s'éloigne d'être en rapport convenable avec l'aubage de la turbine.

En effet, la réduction de l'orifice inférieur n'apportant pas de modification dans les passages du distributeur de la roue mobile, le mode d'action de l'eau ne sera pas conservé, et il se produira des désordres dans les filets fluides qui en annuleront une partie de l'effet.

C'est toujours, en résumé, la même objection qui porte à conclure que le vannage doit agir directement sur les aubes de la turbine, pour obtenir un rendement sensiblement fixe, malgré les variations qui surviennent dans la dépense disponible.

Cette particularité relative à la vanne de la turbine Kœchlin a été reconnue, dès l'origine, par les ingénieurs qui l'ont soumise à l'expérience, principalement par M. Morin. Mais M. Kœchlin ne semble pas l'avoir méconnue, puisqu'il faisait usage de coins pour réduire directement les passages des aubes directrices. Or, la pratique a évidemment confirmé ces prévisions puisque la turbine dont nous nous occupons actuellement, de construction récente, est aussi munie d'obturateurs directs; seulement ce sont des clapets au lieu de coins.

Il ressort, en résumé, que le principal avantage de la turbine Jonval est de conserver ces conditions de marche, quelles que soient les variations de niveaux, sous la condition, bien entendu, que son orifice d'évacuation soit toujours noyé. Mais on peut y distinguer également la possibilité de l'amener très-près du bief d'amont, où elle peut être visitée facilement après avoir épuisé la chambre d'eau. Cependant il ne faudrait pas qu'elle fût tellement rapprochée du niveau d'amont, que l'eau n'eût pas le temps d'établir son niveau tranquille au-dessus de la roue, et qu'elle se précipitât en trombes sur le distributeur, sous l'influence de l'aspiration résultant de la colonne d'eau en suspension dans le conduit inférieur : car il ne faut pas oublier que le fluide s'introduit dans le récepteur avec la vitesse maximum qu'il posséderait à la partie inférieure de la chute.

En comparant la turbine construite par M. Fossey à celle présentée dans l'origine par M. Kœchlin à la Société de Mulhouse, nous ne trouvons pas de différences essentielles. Nous avons fait remarquer, toutefois, la substitution des galets au pivot noyé; remarquons encore que la vanne inférieure de la turbine Kœchlin était plane et verticale, disposée à l'extrémité d'un conduit horizontal, perpendiculaire, par conséquent au conduit dans lequel était placée la turbine. La vanne annulaire de la turbine Fossey est évidemment un perfectionnement très-important comme con-

struction, et qui ne peut que donner de bons résultats, d'abord comme précision d'ajustement et de facilité de manœuvre, et ensuite par la direction donnée à l'eau pour sa sortie, en quelque sorte dans le même sens que son écoulement dans le conduit vertical.

M. Kœchlin proposait pour ce conduit la construction en tôle, qui pouvait évidemment convenir parfaitement puisqu'il n'y avait pas d'ajustement précis, ce conduit en tôle ne formant que le prolongement d'une couronne en fonte alésée intérieurement pour recevoir la turbine. Du reste, si les dimensions de la turbine devenaient un peu considérables, on ferait bien d'adopter, non seulement ce mode de construction, mais même un puits en maçonnerie, ainsi que l'indique encore M. Kœchlin.

DÉTAILS DE LA CONSTRUCTION

Roue mobile et arbre moteur. — La fig. 1re, d'ensemble, ainsi que les détails, fig. 4 et 5, indiquent que la roue mobile A est formée d'une seule pièce de fonte, présentant une sorte de cuvette cylindrique dont la circonférence extérieure serait munie de vingt-cinq palettes courbes *a*, et le centre garni d'un moyeu pour la réunir à l'axe C du moteur.

Ces palettes, qui sont ici en fonte, de la même pièce que l'ensemble de la roue qui les porte, pourraient aussi être en tôle forgée et rapportées après coup. Mais tant que le premier procédé est possible, on préfère l'employer comme étant beaucoup moins dispendieux.

Par la position même de la turbine à l'intérieur d'un cylindre, il est évident qu'il devient nécessaire de tourner les extrémités des aubes, ou au moins de les rectifier par tel procédé qu'on aura à sa disposition, pourvu qu'elles forment un corps très-exactement cylindrique. Par la même raison, l'intérieur de la bâche D est alésée au même diamètre, plus un millimètre, environ, sur le rayon, pour le jeu nécessaire.

Il est donc de la plus grande importance que la turbine ne varie aucunement de centre, puisque le jeu qui lui est laissé dans son enveloppe est, pour ainsi dire, pratiquement nul.

Les choses sont, en effet, combinées de façon qu'il ne puisse y avoir rien à craindre à cet égard. La tige C qui porte la roue, et d'après laquelle cette dernière a dû être tournée extérieurement, est guidée par un presse-étoupe *e*, dont l'emplacement est aussi tourné sur le même centre que le contour de la bride du disque B des directrices, suivant laquelle bride ce disque se trouve ajusté dans une feuillure circulaire ménagée dans la couronne D, et tournée sur le centre même de son alésage.

Quant au moyen de relier la roue A à l'axe C, il consiste dans un clavetage ordinaire, et dans une embase rapportée, *f*, pour la soutenir dans le sens vertical. On a dû, en effet, mobiliser cette embase pour la facilité du montage et pour éviter d'en souder une, surtout lorsque la tige atteint de fortes dimensions.

On sait que le moyen employé, pour rapporter cette embase, consiste simplement

à faire une gorge dans l'arbre et à y ajuster une bague en deux pièces, qui se trouve ensuite encastrée dans le moyeu de la roue A.

Une disposition toute semblable existe à la partie supérieure du même arbre, afin de lui créer une embase par laquelle il repose sur sa collerette L et sur les galets M. Seulement, comme il n'est pas possible de la noyer dans la pièce L, attendu que le tout étant monté, cette pièce se trouverait prise entre cette embase et les galets, on a dû entourer la bague en deux pièces par une frette d'un seul morceau, *g* (fig. 9 et 10), qui empêche les deux parties de sortir de la gorge, mais qui peut être facilement retirée pour le démontage de l'ensemble.

Couronne des directrices et clapets. — La couronne B des directrices est aussi fondue d'une seule pièce avec ses 12 aubes courbes *b*, qui présentent, avec celles de la roue mobile, la même disposition que dans les turbines Fontaine. C'est à peu près une directrice pour deux aubes de la couronne mobile.

Les fig. 3 et 6 représentent cette pièce en détail ; celle 3 indique par un arrachement la forme exacte des courbes *b*.

Les dimensions générales de la couronne B correspondent exactement à celles de la roue mobile ; la coupe transversale permet de reconnaître que les aubes réceptrices sont comprises dans un cylindre, tandis que celles *b* présentent une forme d'anneau dont la section est un trapèze, la grande base en haut.

Comme facilité de construction la boîte à étoupe a été rapportée dans une ouverture circulaire, du reste très-bien tournée. Il est évident que cette distinction n'a pas d'importance, et que pour des dimensions un peu plus faibles le tout pourrait être, sans difficulté, d'une même pièce.

Nous arrivons aux clapets P, à l'aide desquels on peut intercepter en tout ou en partie le passage de l'eau dans les directrices. Nous avons dit qu'ils étaient au nombre de six, ayant chacun la forme d'un segment d'anneau plan. La surfac supérieure de la couronne B ayant été convenablement dressée, les clapets, qui le sont également, viennent s'y appliquer, et se maintiennent en place, en s'emboîtant dans l'aubage par des cordons ou rebords dont ils sont munis.

Mais pour que les clapets continuent à être guidés lorsqu'on les lève, on a monté sur la couronne B une petite balustrade dont des barreaux spéciaux, *h*, traversent les clapets par leurs rebords et leur forment glissières.

Maintenant remarquons que le procédé employé pour faire mouvoir les clapets est très-connu et s'explique par la seule inspection des figures. C'est une tige *i* pour chacun, filetée par le haut, avec un volant-écrou *j*, (en détail fig. 11), s'appuyant sur une petite colonne *k* que la tige traverse.

L'une des tiges, pour une cause toute locale, diffère des cinq autres ; c'est celle qui, s'étant trouvée au-dessous de la roue d'angle N', n'a pas pu s'élever à la même hauteur que les autres. On a donc surmonté cet obstacle en coupant la tige et rendant sa partie supérieure fixe ; puis en la reliant avec l'autre partie par un canon creux fileté *l*, dans lequel la partie de la tige qui est aussi filetée s'enfonce plus ou moins, lorsqu'on fait tourner le volant *j*.

Pour résumer ce qui regarde les clapets, il ne reste qu'à rappeler que le mouve-

ment de chacun est indépendant, puisqu'ils sont appelés à fonctionner séparément suivant le nombre d'aubes à recouvrir. Ils se distinguent encore des vannages ordinaires en ce que leur action n'est pas progressive, et qu'ils ne peuvent être que complétement fermés ou ouverts.

Mouvement de la vanne de mise en train. — Couronne F des orifices. — Notre dessin indique d'une façon tout à fait complète la disposition adoptée pour faire mouvoir la vanne H, ce qui se fait avec autant de facilité que de précision.

Ainsi on voit qu'elle est suspendue, par deux tiges rigides *m*, aux deux balanciers Q d'un châssis monté de façon à établir la rectitude du mouvement, par une disposition de parallélogramme. Ce châssis se trouve en effet relié à son point fixe par l'intermédiaire d'une petite bielle R, tandis qu'il est enlevé par son extrémité opposée par la tige S, dont le mouvement est vertical et rigoureusement rectiligne. Par conséquent c'est la petite bielle R qui oscille lorsqu'on fait mouvoir le châssis, et la tige *m*, en levant la vanne, se meut parfaitement en ligne droite.

Le soulèvement du châssis, supportant la vanne, a lieu par le fait de la réunion de sa traverse T avec la tige S, qui est filetée et à laquelle elle forme écrou. Par conséquent la tige S tourne mais ne se déplace pas verticalement. D'autre part, la traverse T est assemblée par des tourillons avec les balanciers Q, afin de céder au mouvement angulaire.

Pour avoir la facilité de manœuvrer la vanne à deux étages différents du moulin, la tige S traverse deux planchers au-dessus desquels elle porte un volant manivelle *n* qui sert à la faire tourner et, aussi, à la soutenir en se reposant sur une colonne *o*.

Ce mécanisme divise convenablement la résistance opposée par la vanne et lui donne la lenteur nécessaire pour éviter les coups de bélier. En supposant que le pas de la vis S', dont le diamètre est de 50 millimètres, soit égal environ à 20 millimètres, ce qui serait très-fort et exigerait deux filets, la levée de la vanne ne serait encore que de 10 millimètres par tour de vis ou de volant, puisqu'elle est suspendue à la moitié de la longueur des balanciers.

Il reste peu de chose à dire de ce qui regarde le vannage proprement dit; ajoutons seulement quelques mots au sujet de la couronne F qui constitue les orifices d'échappement que la vanne H a pour mission de clore.

La structure de cette pièce se distingue particulièrement par la forme presque conique du fond, pour répartir l'eau également sur la circonférence, et par son bord supérieur, pour en favoriser l'écoulement.

On a pu voir plus haut que la couronne F doit être tournée dans quelques parties pour l'ajustement de la vanne qui est elle-même alésée et son bord inférieur tourné. La partie de la couronne F, où le bord de la vanne se repose, est donc aussi tournée, ainsi que son contour cylindrique.

Seulement, les nervures *c* formant une légère retraite, il ne reste à tourner que le bord de la paroi supérieure des orifices, ce qui réduit le travail au tournage d'un cordon de 25 à 30 millimètres de largeur, à peu près.

Cependant il peut convenir de faire affleurer les nervures si l'on veut qu'elles servent de guides à la vanne.

SUSPENSION DE L'ARBRE DE LA TURBINE. — Les notions générales ci-dessus et le dessin, pl. 19, permettent certainement de se rendre très-bien compte de cette partie du mécanisme. Nous n'aurons donc que quelques mots à ajouter pour terminer ce sujet.

On a pu remarquer que la base de suspension de tout le système consiste en une plaque de fondation U montée sur le plancher I, et qui reçoit un socle en fonte K, ainsi que la chaise V servant de premier support à l'arbre de couche O.

La partie supérieure du socle a été tournée intérieurement pour recevoir le plateau J, dont le mamelon central forme le boitard supérieur de l'arbre de la turbine.

La structure intérieure de ce boitard est exactement celle ordinaire : c'est-à-dire qu'elle consiste en trois coussinets p d'étoupe grasse et autant de coussinets en bronze q, réglés par des coins r munis de vis s.

Le plateau J est également tourné à sa partie supérieure, qui reçoit les galets M.

En somme on peut dire que toute cette construction est très-bien entendue, et bien combinée comme emmanchement. Peut-être pourrait-on se demander quel moyen a été réservé pour régler la hauteur de la turbine, ou comme mécanisme de soulagement, que l'on retrouve dans presque tous les systèmes.

Ce mécanisme n'existe pas ici, en effet. Mais il est juste de remarquer que la charge repose sur une partie qui, par sa nature et son étendue, est peu susceptible d'usure ou au moins d'usure sensible; et qu'après tout la turbine, étant extérieurement cylindrique, peut très-bien descendre de quelques millimètres sans aucune espèce d'inconvénient; il resterait la position de la roue d'angle N à conserver : mais elle peut être, au besoin, relevée sur son arbre.

La précision à avoir, en montant la turbine, consiste donc dans l'établissement des planchers G et I, qui doivent conserver entre eux la rigidité nécessaire pour assurer la solidarité des deux parties du mécanisme réparties entre eux deux.

REMARQUE. — Nous ferons observer que les dimensions réelles des hauteurs de chute et de conduit d'échappement n'ont pu être conservées sur notre gravure, à cause du cadre qui nous est imposé par notre format; mais ces dimensions sont exactement représentées par les cotés, et rien ne s'en trouve dérangé dans les dispositions mécaniques.

CONDITIONS DE MARCHE

Cette turbine est établie pour marcher sous une chute moyenne de 4 mètres, qui donne lieu à une vitesse de 8m 86 (8) pour l'entrée de l'eau dans l'aubage.

Le diamètre de la couronne mobile, mesuré au milieu de la largeur des aubes, étant de 1,13 et le rapport $\frac{v}{V}$ égalant 0,5, il s'ensuit que la vitesse de rotation devient :

$$\frac{8^{m}86 \times 60 \times 0,5}{1^{m}13 \times \pi} = 74,8 \text{ révolutions par minute.}$$

Le plan supérieur de la couronne mobile est situé à 1m 65 au-dessous du niveau

d'amont, et le conduit inférieur est suffisamment prolongé pour descendre d'environ 38 cent. au-dessous de celui d'aval, et pour que les orifices d'évacuation soient complétement noyés.

Avec la vitesse de 8m 86, la dépense peut s'élever de 15 à 1600 litres, en raison de la section totale présentée par l'aubage de la couronne fixe des directrices, laquelle doit être égale, pour cela, à 20 décimètres carrés.

Or, en comparant cette section à celle du conduit d'échappement, on trouve que l'eau peut ne conserver qu'une très-faible vitesse en quittant la turbine.

En effet, ce conduit a 1m40 de diamètre intérieur, dont la section correspondante égale 154 décimètres carrés.

Par conséquent la vitesse de l'eau dans ce conduit pourra être réduite dans le rapport inverse de ces sections et égaler seulement

$$8^{m}86 \times \frac{20}{154} = 1^{m}15 \text{ par } 1''$$

Donc, on pourrait régler la marche de la turbine de façon que l'eau ne conservât à sa sortie que le huitième, environ, de celle qu'elle possède en raison de la chute, et à n'éprouver de ce côté qu'une perte d'effet utile correspondante : soit le carré de ce rapport ou à peu près 1/64 de la puissance disponible totale.

Mais on sait qu'il n'est pas toujours possible d'atteindre cette régularité de marche, et qu'il n'existe pas que cette seule cause de déperdition d'effet utile ; que le choc inévitable de l'eau contre les aubes, les actions incomplètes des filets fluides, les fuites et les frottements, etc., donnent lieu à des pertes qui ne s'élèvent pas à moins de 30 p. 0/0, d'où le rendement définitif compté sur l'arbre même de la turbine est ordinairement de 70 à 72 p. 0/0 de la force théorique.

C'est ce que les expériences ont toujours indiqué comme moyenne, en laissant de côté les résultats momentanés et exceptionnels où des rendements ont été trouvés parfois égaux à près de 80 p. 0/0.

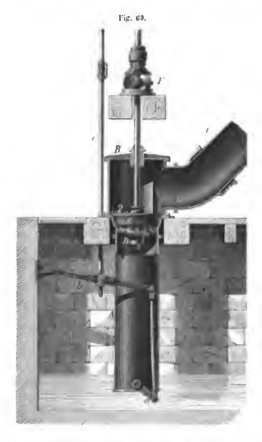
Quant à la vanne d'échappement, elle doit fournir le même débit que le conduit vertical ; et en lui admettant la même circonférence, sa levée deviendrait égale, pour que les sections fussent équivalentes, à la moitié du rayon.

Mais, comme l'indique le dessin, l'orifice d'évacuation est situé sur une circonférence un peu plus grande que celle du conduit vertical, d'où il résulte que sa hauteur étant seulement de 30 centimètres, il possède, néanmoins, 20 décimètres de section de plus que le conduit vertical. C'est par la levée effective de la vanne que l'on peut régler exactement cet orifice, et le mettre en rapport convenable avec les conditions réelles du débit de l'eau.

TURBINE A HAUTE CHUTE

Voici l'une des plus intéressantes applications des turbines, où l'on trouve un moteur dont le diamètre de l'organe principal n'atteignant pas 50 centimètres

Fig. 69.



développe cependant une force utile de 25 chevaux. Nous avions eu déjà l'occasion de citer les turbines de la Forêt Noire établies par M. Fourneyron, et fonctionnant sous la chute énorme de 108 mètres. Il ne s'agit pas cette fois, à la vérité, d'un

semblable tour de force; mais nous pouvons au moins reproduire la machine même dans tous ses détails et donner une idée précise de son fonctionnement.

La fig. 60 représente l'une des deux turbines construites par M. Fossey et établies à Saragosse, où elles mettent en mouvement un moulin à blé composé de huit paires de meules.

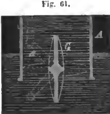
La chute est de 11m90, et le volume d'eau débité par chaque turbine égale 250 litres par seconde.

La turbine fonctionne par eau forcée, ainsi que celles que l'on a vues précédemment, c'est-à-dire que son conduit d'échappement A se trouve surmonté d'un réservoir clos, B, fondu avec une tubulure à laquelle vient s'adapter le conduit C amenant les eaux de la source.

La roue mobile D et la couronne fixe E se trouvent situées à l'intérieur d'une pièce en fonte boulonnée entre le réservoir et le conduit inférieur. L'arbre moteur traverse le réservoir par une garniture d'étoupe, et s'élève d'abord jusqu'à un bâti en charpente, où il est supporté par un système de galets F, ayant exactement la même disposition que pour la turbine décrite ci-dessus et représentée pl. 19. Au-dessus de l'embase, par laquelle il repose sur les galets, il est raccordé par un manchon avec un axe prolongé qui s'élève alors jusqu'au beffroi du moulin.

Pour vanne de mise en train, il a été appliqué ici un véritable papillon ajusté à l'intérieur du conduit A, suivant la disposition représentée par la fig. 61, qui est un détail à une plus grande échelle de ce mécanisme, le conduit A et le papillon-vanne G supposés en coupe.

Fig. 61.



Le papillon G est un plateau en fonte, renforcé de nervures, et muni d'un carré dans lequel s'ajuste un axe qui traverse les parois du conduit A et porte extérieurement une manivelle *a*, laquelle est reliée par une bielle à un bras de levier *b* (fig. 60), ayant un point fixe d'oscillation sur un support en fonte retenu dans la maçonnerie.

Ce levier *b* porte vers le milieu de sa longueur un écrou oscillant, traversé par la tige filetée *c* qui s'élève jusqu'au plancher du moulin où elle peut être actionnée à la main au moyen d'un volant-manivelle.

Il est facile de concevoir que si l'on fait tourner cette tige qui ne peut pas se déplacer verticalement, c'est l'écrou qui monte ou descend en entraînant avec lui le levier *b*, qui transmet son mouvement par la bielle à la manivelle *a*, et lui fait décrire un quart de tour ainsi qu'au papillon G. Celui-ci peut donc se trouver placé verticalement ou horizontalement, favoriser l'écoulement du fluide ou l'interrompre, pour chacune de ces positions respectives.

C'est évidemment le faible diamètre du conduit A qui permet d'employer ce mécanisme, qui ne peut pas être appliqué aussi aisément quand il s'agit de dimensions comparables à celles de la grande turbine ci-dessus, où la section transversale du même conduit atteint presque 1 mètre 1/2 de superficie.

Cette turbine est aussi munie des engins nécessaires pour réduire son débit à volonté. Mais au lieu de clapets, qui puissent être manœuvrés à l'aide d'une transmission mise à la portée de la main, ce sont de simples tampons en fonte, que l'on atteint en vidant le réservoir et en démontant son couvercle.

Comme turbine fonctionnant sous une haute chute, sa vitesse de rotation est considérable : en lui attribuant la moitié de la vitesse due à la chute de 11m90, la vitesse de rotation atteint 400 tours par minute. Les engrenages sont disposés pour que les meules en fassent 124 dans le même temps.

On verra, dans le prochain chapitre, quelques développements sur la marche de cette turbine, et sur le tracé de ses aubes, ainsi que sur les particularités distinctives de ce genre de moteur.

Disons en terminant que M. A. Kœchlin a aussi construit un moteur hydraulique composé de deux turbines, ayant chacune 0m20 de diamètre, montées sur le même arbre horizontal, et renfermées dans un coffre cylindrique placé horizontalement, lequel était muni de deux conduits verticaux à ses extrémités pour l'échappement des eaux, tandis qu'une troisième tubulure, placée entre les deux roues mobiles, les amène.

Ce moteur a été établi dans une fabrique de la vallée de Munster où il mettait en mouvement cinquante-quatre métiers à tisser, ce qui peut exiger, suivant M. Morin, huit à neuf chevaux.

Il fonctionnait sous une chute de 18 mètres environ, avec cinquante litres d'eau par seconde, divisés entre les deux turbines.

Dans cette hypothèse ce moteur rendait un effet utile de 70 à 75 p. 0/0.

M. Hirn, un ingénieur de l'Alsace, a cherché aussi à apporter des perfectionnements à la turbine Kœchlin. Une première fois, il proposa de donner au conduit d'échappement une forme conique très-prononcée, la grande base à la partie inférieure, pensant que cette modification aurait pour effet d'augmenter la vitesse du fluide à son passage dans la turbine.

Plus tard le même ingénieur imagina de rendre l'extrémité des aubes de la roue mobile flexibles, par des charnières ou autre moyen, afin de pouvoir les rapprocher plus ou moins, et rétrécir les orifices pour les mettre en rapport avec la dépense.

Sans savoir si cette idée a été mise en pratique avec succès, il nous est parvenu, cependant, que des essais avaient été faits sur des turbines ainsi modifiées.

FIN DU CHAPITRE DIXIÈME.

CHAPITRE XI

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES POUR LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES

Depuis les théories exposées par Euler, Borda, Burdin et d'autres savants, sur les roues horizontales on en a présenté plusieurs nouvelles, après le système de M. Fourneyron, dont on s'est le plus occupé, en cherchant à en étudier exactement les effets. On a également proposé diverses méthodes pour déterminer les proportions de ce genre de moteur, qui, comme on le sait, a réalisé de véritables avantages dans l'industrie manufacturière, et se répand tous les jours de plus en plus.

Quel qu'ait pu être le mérite de ces savantes théories, aucune ne nous semble posséder cette qualité que nous recherchons, et la seule qui puisse nous permettre d'en faire usage dans ce traité, c'est la simplicité, et par suite, l'application industrielle.

Mais si nous nous en référons, au contraire, au mémoire présenté par M. Fourneyron à la Société d'encouragement, nous y trouvons, après la théorie pure, des règles pratiques assez simples pour être d'un emploi facile en même temps que rationnel. Ces règles ont d'ailleurs l'avantage de pouvoir s'expliquer entièrement par les principes généraux qu'on a vus dans tout le cours de ce traité à l'égard des autres moteurs.

Remarquons encore que les moyens employés par M. Fourneyron sont entièrement applicables aux divers genres de turbines, sauf quelques particularités inhérentes à leur mode de construction individuelle.

Il ne serait pourtant pas exact de dire que les règles proposées par cet habile ingénieur, et publiées par la Société d'encouragement en 1834, soient précisément celles qu'il suivrait aujourd'hui; il est à peu près certain, au contraire, que de très-notables modifications y ont été apportées.

Mais, telles qu'elles furent données, elles peuvent encore très-bien servir de base au calcul, si ce n'est d'être adoptées sans restrictions; et d'ailleurs, la pratique enseigne à chaque constructeur des méthodes particulières qu'aucune théorie n'indique jamais *à priori*, pratique sans laquelle il faudrait, en résumé, renoncer à construire des machines aussi délicates que le sont les turbines.

Du reste, si on veut rendre un compte exact de la marche suivie par l'invention de ces appareils, on ne peut se dispenser d'indiquer les principes posés par leurs premiers auteurs, surtout lorsqu'ils n'ont subi que peu de changements dans leur construction, telle que la turbine Fourneyron.

Les principes fondamentaux de l'établissement des turbines peuvent se diviser en deux catégories distinctes : ceux qui se rapportent aux dimensions générales du moteur, et ceux qui sont relatifs au tracé géométrique, principalement au tracé des aubes. C'est par les premiers que nous devons commencer ; déjà nous en avons donné une idée en expliquant les conditions de marche des turbines Fourneyron et des turbines Fontaine.

DIMENSIONS ET TRACÉ DE LA TURBINE CENTRIFUGE

Dimensions et capacité de la couronne mobile. — Pour la même dépense et la même chute d'eau, les dimensions de la couronne mobile sont évidemment susceptibles de varier, exactement de la même façon que, pour dépenser un même volume d'eau avec une même chute, on peut avoir des orifices différents en changeant réciproquement leur hauteur et leur largeur.

Par conséquent, on doit se donner préalablement l'une des dimensions de la couronne mobile, et en déduire les autres, ou fixer le rapport entre ces mêmes dimensions.

Déjà on peut remarquer que, si d'après la chute on se donne une vitesse fixe, le diamètre de la roue mobile s'en trouve à peu près déterminé, et d'après lui la hauteur de cette couronne ou des aubes.

Mais en dehors de cette exception, il convient de donner à la roue mobile des dimensions telles que la hauteur n'en soit pas trop grande et que la largeur de l'anneau soit convenable pour y décrire les aubes.

Partant de ces considérations, voici ce que, dans le principe, M. Fourneyron a enseigné, comme conditions générales :

1° Afin de donner à l'anneau une largeur qui convienne à la forme des aubes, on peut adopter 0,70 pour le rapport des diamètres intérieur et extérieur dans les petites turbines, et 0,75 à 0,83 dans les grandes ;

2° Pour que l'eau n'ait qu'une faible vitesse dans le conduit vertical et central, dont le plateau fixe des directrices forme le fond, et sur lequel repose le fluide avant d'entrer dans l'aubage de la couronne mobile, la superficie de ce fond doit être au moins quatre fois celle de l'orifice minimum d'écoulement par les aubes. (Ce fond a précisément pour diamètre celui intérieur de l'anneau mobile.)

Ces conditions, ainsi posées, permettent de déterminer *à priori* les dimensions principales de la turbine ; mais on procède avec elles de la même façon que dans un problème où il est nécessaire de se poser préalablement des limites, lorsqu'on ne peut pas obtenir directement l'inconnue, c'est-à-dire que les premières dimensions trouvées ne sont souvent qu'un acheminement vers celles définitives qu'il devient alors facile de trouver en s'aidant du tracé géométrique.

Pour suivre la marche adoptée par M. Fourneyron, désignons les données principales et les dimensions à déterminer de la manière suivante :

F puissance que doit produire la turbine exprimée en kilogrammètres ;

H la hauteur de chute exprimée en mètres;
D volume d'eau à dépenser en mètres cubes, pour la puissance proposée;
m le coefficient de contraction correspondant au passage de la veine fluide par les orifices distributeurs;
n le rapport de l'effet utile à la puissance brute disponible;
d le diamètre intérieur de l'anneau en mètres;
d' le diamètre extérieur de cet anneau, également en mètres;
h la hauteur de l'anneau ou de l'orifice d'écoulement;
l la largeur du même orifice exprimée par l'écartement minimum de deux aubes, multiplié par le nombre de ces dernières;
V la vitesse de l'eau due à la chute, et comptée du niveau supérieur au fond fixe, *à priori;*
v la vitesse à la circonférence du cercle intérieur de l'anneau;
s la superficie de l'orifice d'écoulement exprimé par la somme des intervalles minimum des aubes;
S la superficie du cercle intérieur de l'anneau;
N le nombre de révolutions de la turbine par minute.

Dans la recherche que nous allons faire nous admettons, d'abord, que la vitesse de rotation de la turbine ne soit pas une condition arrêtée, et que l'on puisse accepter celle qui sera naturellement déduite des dimensions de l'anneau, calculées suivant les données générales exposées précédemment.

Il faut donc chercher d'abord les diamètres intérieur et extérieur de l'anneau, et sa hauteur.

En examinant ce qu'un tracé pratique fournit ordinairement, on remarque que la plus courte distance de deux aubes consécutives, supposées pour l'instant sans épaisseur, et exprimant en réalité la largeur de l'orifice partiel effectif d'écoulement, est environ le 1/3 ou le 1/4 de l'arc compris entre les extrémités de ces mêmes aubes, pris sur le cercle extérieur de l'anneau; et comme le diamètre d' de ce dernier est supposé égal aux 10/7 de celui intérieur d, il en résulte qu'en comparant la somme l des largeurs de ces orifices partiels, elle est de même le 1/3 ou le 1/4 de la circonférence du cercle d', et qu'elle peut être mise en rapport, par conséquent, avec le diamètre intérieur d, en opérant de la manière suivante :

$$l = \frac{1}{3} \times \frac{10}{7} \pi d, \text{ ou } l = 1{,}49\, d.$$

En prenant le rapport 1/4 on trouverait :

$$l = \frac{1}{4} = \frac{10}{7} \pi d = 1{,}12\, d.$$

Au lieu de ces deux rapports ayant pour moyenne 1,3 d, prenons, avec M. Fourneyron :

$$l = 1{,}4\, d.$$

La superficie de l'orifice d'écoulement devient naturellement le produit de cette largeur par la hauteur h, ou

$$s = h \times 1,4\,d = 1,4\,dh.$$

Quant à ce diamètre d, comme il exprime justement l'ouverture par laquelle l'eau s'introduit dans la turbine et qu'il est aussi celui de la vanne circulaire formant le conduit adducteur, il doit être suffisant pour que l'eau ne descende qu'avec une vitesse beaucoup plus faible que celle V qu'elle possède en traversant l'orifice d'expulsion ; admettons que la surface de ce cercle soit quatre fois plus grande que l'orifice d'écoulement, on en déduira :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 4 \times 1,4\,dh = 5,6\,dh.$$

Et cette dernière relation nous conduit alors à la détermination directe du rapport entre le diamètre d et la hauteur h de l'anneau.

On trouve en effet :

$$\frac{\pi d^2}{4} = 5,6\,dh, \text{ d'où } h = 0,14\,d,$$

c'est-à-dire, en résumé, que si l'anneau avait 1 mètre de diamètre intérieur, sa hauteur ou celle de l'aubage serait de 14 centimètres.

Mais comme nous avons supposé les aubes sans épaisseur, cette hauteur devra être augmentée précisément dans le rapport de cette épaisseur aux espaces réellement libres pour le passage de l'eau, ce qui sera décidé après le tracé fait.

Maintenant le volume d'eau à débiter va nous permettre de connaître ces diverses dimensions, en nous basant sur la valeur de s, qui représente la section totale des orifices d'expulsion ou d'écoulement.

La première de ces dimensions sera le diamètre d, qui peut être alors exprimé en unités numériques d'après ce volume d'eau.

Ce volume d'eau D, à débiter, est nécessairement représenté par la relation ci-dessus qui donnait la valeur s, en tenant compte à la fois du coefficient de contraction du fluide, et de la vitesse V avec laquelle ce fluide traverse les orifices.

Si, en effet, on cherchait quel peut être ce volume d'eau, d'après l'orifice et la vitesse V, on trouverait :

$$D = s\,V\,m = 1,4\,dh\,V\,m.$$

Mais nous avons vu que la surface S du cercle d, que nous cherchons, étant supposée quadruple de l'orifice s, on avait :

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 4 \times 1,4\,dh,$$

d'où l'on peut tirer aussi :

$$1,4\,d\,h = \frac{\pi d^2}{16} = 0,196\,d^2.$$

Introduisant cette nouvelle expression dans la valeur de D ci-dessus, on trouve :

$$D = 0,196\,d^2 V\,m.$$

Et de cette dernière relation on déduit directement :

$$d^2 = \frac{D}{0,196\,V\,m} \text{ et } d = \sqrt{\frac{D}{0,196\,V\,m}}.$$

Ainsi se trouve déterminée l'une des dimensions principales, d'après laquelle toutes les autres peuvent être maintenant très-bien calculées.

Rappelons encore que les dimensions, trouvées à l'aide des relations ci-dessus, peuvent varier notablement dans le tracé définitif; mais qu'une première évaluation est indispensable pour servir de point de départ. Cette méthode, entièrement due à M. Fourneyron, lui fait honneur, du reste, pour sa forme ingénieuse et sa simplicité.

Pour résumer ce travail et pouvoir l'appliquer à un exemple, rapprochons les valeurs trouvées ci-dessus qui se réduisent à trois, représentant les dimensions extérieures de l'anneau.

Diamètre intérieur de l'anneau $d = \sqrt{\frac{D}{0,196\,V\,m}}$.

Diamètre extérieur de l'anneau $d' = \frac{100\,d}{70}$ à $\frac{100\,d}{85}$.

Hauteur de l'anneau......... $h = 0,14\,d$.

Exemple — Soit qu'il s'agisse de déterminer les dimensions approximatives d'une turbine devant fonctionner sous une chute de 4 mètres, et pouvant dépenser 600 litres d'eau ou $0^{mc}600$, par seconde.

La vitesse V due à la chute égale à 8,86 (8).

Le coefficient m de contraction est pris égal à 0,60 pour avoir un orifice d'évacuation plutôt fort qu'insuffisant.

Par conséquent,

$$d = \sqrt{\frac{0,600}{0,196 \times 8,86 \times 0,6}} = 0,76.$$

Et pour le diamètre extérieur, choisissant le rapport 0,⁷.

$$d' = 0,76 \times \frac{100}{70} = 1^m,08$$

La largeur de l'aubage serait donc :

$$\frac{1,08 - 0,76}{2} = 0,16.$$

S'il s'agissait d'une turbine de grande dimension, et que la valeur trouvée pour le diamètre intérieur d atteignît $1^m,50$ à $2^m,00$, par exemple, on pourrait choisir, pour calculer le diamètre extérieur d', le rapport 100/80, ou 100/85, au lieu de 100/70, d'où il résulterait que la largeur de l'anneau serait proportionnellement moindre. C'est ce que l'on observe ordinairement en comparant les turbines qui marchent sous de faibles chutes, mais en dépensant de grands volumes d'eau, avec celles établies dans des conditions inverses.

La hauteur de l'aubage devient, d'après ce que nous avons admis :

$$h = 0,14 \times 0,76 = 0^m 106.$$

Toutefois, cette hauteur h exprimant la valeur rigoureuse de l'orifice, ou la levée de la vanne, la couronne peut être un peu plus haute, surtout si le volume d'eau est susceptible d'augmentation ; elle doit d'ailleurs être augmentée pour le motif exposé ci-dessus.

Maintenant on trouverait pour les autres conditions principales :

$$v = 8,86 \times 0,6 = 5^m 316.$$

Le nombre de révolutions par minute égale :

$$N = \frac{5,316 \times 60}{0,76 \times 3,1416} = 133 \text{ tours}.$$

Enfin, la puissance brute développée dans chaque seconde égale :

$$F = 600^k \times 4 = 2400 \text{ kilogrammètres}$$

ou, en unités dynamiques de 75 kilomètres,

$$\frac{2400}{75} = 32 \text{ chevaux}.$$

Ce qui peut fournir ordinairement, comme effet utile

$$32 \times 0,7 = 22^{ch} 4.$$

Remarque. — De tous les développements donnés ci-dessus il résulte, en somme, que la première des dimensions à déterminer est le diamètre intérieur, d, de l'anneau, d'après lequel toutes les autres dimensions se calculent aisément.

M. de Lacolonge nous enseigne, pour arriver à cette détermination, une méthode particulière, qui mérite d'être prise en considération.

Elle consiste à fixer *à priori* la vitesse que les tranches liquides ne doivent pas dépasser en s'abaissant à l'intérieur du vannage, indépendamment de celle engendrée par la hauteur de la chute.



Si nous procédons de cette façon, et que nous désignions par V' cette vitesse, le diamètre d se trouvera ainsi déterminé :

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{D}{V'}, \text{ d'où } d = \sqrt{\frac{4 D}{\pi V'}}, \text{ ou } d = \sqrt{1,273 \frac{D}{V'}}$$

Ce qui revient à dire que le cercle, dont on cherche le diamètre, a pour surface le quotient de la dépense par la vitesse proposée.

Mais le même savant admet que la vitesse V' ne doit pas généralement dépasser 1 mètre par 1''; il en résultera, ordinairement, que le diamètre de l'anneau sera plus grand que par la première méthode, par laquelle, la valeur attribuée à la section cherchée donnait à la vitesse V' le quart, environ, de celle V due à la chute totale. Cependant, on tenait compte du coefficient de contraction qui agissait de façon à supposer la dépense augmentée dans le même rapport inverse, ce qui n'a plus lieu en opérant de l'autre manière.

Cherchons donc, comme exemple, ce que l'on trouverait pour ce diamètre avec la même dépense que ci-dessus.

On aurait :

$$d = \sqrt{\left(\frac{0^m 600}{1} \times 1,273\right)} = 0^m 874,$$

au lieu de 0,76, trouvé primitivement.

Mais, dans l'un ou l'autre cas, on n'a pas tenu compte du support cylindrique du fond fixe dont le diamètre est assez considérable, surtout dans le cas des petites turbines, pour réduire la section effective offerte au passage de l'eau de près de la moitié.

Il sera donc nécessaire, avec l'une ou l'autre des deux méthodes, de supposer le volume d'eau augmenté précisément dans le rapport que l'on peut admettre comme devant exister entre la section du conduit et celle du support cylindrique, si l'on veut conserver exactement les conditions de vitesse que l'on s'est données; ou, ce qui revient au même, multiplier le diamètre trouvé *à priori* par la racine carrée de ce rapport augmenté d'une unité.

Supposons, par exemple, que la section du support soit le 1/5 de celle du conduit ; le diamètre, cherché au moyen de la première méthode, deviendrait :

$$0,76 \times \sqrt{1 + \frac{1}{5}} = 0^m 83,$$

et, par le second procédé :

$$0,874 \times \sqrt{1 + \frac{1}{5}} = 0,957.$$

Nous pensons, en définitive, que la deuxième méthode est plus directe que la première, et qu'elle dispense de toutes les hypothèses qu'il a été nécessaire de faire pour arriver à la formule qui résume cette première méthode.



A présent c'est le tracé des aubes, auquel nous allons procéder, qui amènera les rectifications que peut comporter cette première approximation.

TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DES AUBES

L'étude du tracé géométrique de la turbine porte comme on sait, d'une part, sur les courbes directrices dont le fond fixe est muni, et de l'autre sur les aubes réceptrices qui garnissent la couronne mobile.

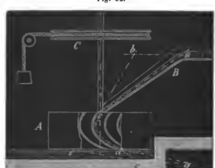
Les premières doivent posséder une forme telle que les filets fluides incidents fassent avec la circonférence intérieure un angle voulu, d'après la théorie.

En second lieu, les aubes réceptrices doivent être disposées pour recevoir ces filets sans chocs, et pour abandonner l'eau avec une vitesse relative qui s'approche autant que possible d'être nulle.

L'ensemble des principes, qui sont la base du tracé géométrique des roues à aubes courbes, est connu depuis longtemps, bien que ce ne soit que très-récemment qu'on en a fait des applications utiles. Navier, dans ses notes à l'Architecture hydraulique de Bélidor, mentionne les travaux de Borda sur ce sujet, et reproduit une théorie développée par ce savant dans un rapport qu'il présenta à l'Académie des sciences, en 1767.

Sans avoir la prétention de reproduire ici ce travail, dont l'étendue et la profondeur dépasseraient notre but, nous pouvons néanmoins en donner une idée très-exacte, ce qui aura pour mérite, à part l'enseignement même que l'on en peut tirer, de rendre à chacun ce qui lui appartient dans l'invention des ingénieux moteurs dont il s'agit actuellement.

Fig. 62.



Théorie de Borda. — Au lieu de porter ses recherches du côté des moteurs à réaction, ainsi que ses devanciers Segner et les deux Euler, Borda s'était appliqué à

étudier la théorie des roues horizontales à palettes courbes en usage à cette époque; le résultat de cette étude fut de lui permettre d'indiquer quelle devait être leur construction pour le maximum de rendement.

Pour aider à l'intelligence de sa théorie, le savant proposa un tracé géométrique dont la fig. 62 est une reproduction, d'après l'ouvrage de Navier.

On voit qu'il s'agit d'une roue horizontale A, analogue à celles que l'on a vues plus haut, formée d'une zone annulaire garnie de palettes courbes et recevant l'eau comme les roues à cuillers (fig. 43). Ajoutons qu'une figure auxiliaire, jointe au mémoire original, indiquait que Borda supposait les aubes creuses dans les deux sens, c'est-à-dire comme des cuillers, en même temps que recourbées, comme l'indique la figure ci-dessus, suivant leur développement circonférentiel.

La figure 62, principale, indiquait aussi une poulie C avec une corde qui supporte un poids et passant sur cette poulie ainsi que sur un galet de renvoi. Ce n'est que la trace d'une expérience faite en vue de déterminer la puissance de la roue, en cherchant quel effort direct elle peut exercer à sa circonférence.

Ce qu'il nous importe ici, c'est de faire connaître la relation entre la forme des aubes, la vitesse d'arrivée du fluide, celle de la roue et l'inclinaison du chenal qui amène l'eau, pour que le moteur rende son plus grand effet utile; et c'est ce que Borda a établi de la façon la plus rigoureuse.

Si ac (fig. 62) représente, en grandeur et en direction, la vitesse de la veine fluide venant rencontrer les aubes de la roue en un point quelconque c, et ab, une grandeur proportionnelle à la vitesse horizontale suivant laquelle se déplacent les aubes dans le mouvement de rotation de la roue.

Le premier élément courbe de l'aube décrite au point c, doit être tangent à la droite bc, diagonale du parallélogramme des vitesses ac et ab, pour qu'il ne se produise pas de choc entre la veine fluide et l'aube.

De plus, pour que le fluide abandonne toute sa force vive au profit du moteur, il faut qu'arrivé à la partie inférieure de l'aube, la vitesse initiale qu'il possédait en entrant, plus celle qu'il a acquise en descendant le long de l'aube, constituent une vitesse horizontale, égale et contraire à celle de la roue, de façon à rendre nulle toute vitesse verticale.

Si ces conditions pouvaient être rigoureusement remplies, le moteur rendrait 100 pour 100 d'effet utile, ou toute la puissance totale disponible; et à quoi se résument ses conditions?

Que l'eau entre sans choc dans la roue et qu'elle en sorte sans vitesse,

principe déjà cité plusieurs fois précédemment.

Mais on sait qu'il n'est pas entièrement réalisable et qu'il n'est pas possible, surtout, que le fluide ne possède aucune vitesse en quittant la roue, ni qu'il ne se produise aucun choc à son entrée dans les aubes.

D'ailleurs on ne peut pas faire que les aubes aient leur dernier élément tout à fait horizontal; et si peu d'inclinaison que cet élément présente, il en résulte nécessairement une vitesse relative verticale conservée par l'eau en quittant la roue.

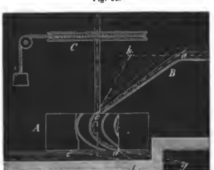
Si nous nous reportons au tracé de Borda, fig. 62, nous voyons que la direction

du dernier élément de l'aube ayant une inclinaison dg, le fluide aurait cette direction si l'aube était immobile.

Mais comme elle se déplace dans le mouvement circulaire de la roue avec une vitesse circonférentielle de, égale à ab, en supposant que la vitesse absolue avec laquelle elle quitterait l'aube, supposée immobile, fût égale à dg, il en résulterait que sa direction et sa vitesse réelles, en quittant la roue, seraient df, diagonale du parallélogramme des vitesses dg et de (1).



Fig. 62.



La perte d'effet utile sera donc d'autant plus faible que df sera plus petite et se rapprochant de l'horizontale ; la perte d'effet utile serait nulle, et $d\ f$ aussi, par conséquent, d'après ce qui a été dit ci-dessus, si $d\ g$ égalait $d\ e$, et que ces deux vitesses qui sont dirigées en sens contraire, fussent toutes deux horizontales.

Quel qu'en soit le résultat, plus ou moins rapproché d'être parfait, le tracé géométrique doit tendre au but proposé, en conciliant les données théoriques avec les exigences de la pratique.

En exécutant ce tracé on devra remarquer que bc représente la vitesse absolue avec laquelle le fluide suit la courbure de l'aube, et que cette vitesse sera la même à la sortie, suivant la direction dg, plus l'augmentation résultant de la descente sur l'aube, (lorsqu'il s'agit de l'admission en dessus), accélération de vitesse due à la hauteur de l'anneau mobile.

Pour mieux fixer les idées sur ce point, supposons que la vitesse absolue bc ou V, soit égale à 5 mètres, et que la hauteur verticale de l'anneau mobile soit de 0m 30 ;

Quelle sera la vitesse absolue V' du fluide en quittant l'aube?

La vitesse initiale 5,00 est évidemment due à une chute verticale qui n'est pas celle réelle sous laquelle fonctionne le moteur, mais une hauteur correspondant à

(1) Nous avons cru devoir répéter ici la même fig 62, afin que le lecteur puisse suivre plus aisément l'explication et le tracé.

la vitesse résultante bc. Cette hauteur fictive est donc égale a

$$H = \frac{V^2}{2g} = 1,27 \quad (8);$$

hauteur de chute qui se trouvera augmentée de 0m 30 quand le fluide quittera l'anneau, c'est-à-dire qu'elle sera égale à 1,57; d'où la vitesse de sortie, suivant dg, devient

$$V' = \sqrt{19,62 \times 1,57} = 5^m 55.$$

On aurait également pu, connaissant les deux hauteurs, 1,27 et 1,57, opérer comme il suit :

$$V : V' :: \sqrt{1,27} : \sqrt{1,57}, \text{ d'où } V' = 5^m \frac{\sqrt{1,57}}{\sqrt{1,27}} = 5^m 55.$$

puisque les vitesses sont entre elles comme les racines carrées des hauteurs auxquelles elles sont dues.

Par conséquent cette vitesse V', ainsi déterminée, serait dirigée suivant dg; et il faudrait qu'en la composant avec celle de de la roue, il en résultât une vitesse oblique relative df, dont la composante verticale fût aussi faible que possible pour obtenir le plus grand effet utile du moteur.

Tel a été le résultat des études de Borda, résultat parfaitement rigoureux, et auquel il n'y aurait rien à reprendre si la pratique pouvait s'accorder de point en point avec la théorie.

Mais les préceptes n'en sont pas moins suivis par tous ceux qui s'occupent de la construction des turbines actuelles; il leur reste cependant à déterminer les conditions qui peuvent concilier les exigences de la pratique avec les règles invariables de la théorie, pour réaliser, non pas ce que promet la théorie pure, mais un effet utile le plus grand possible.

La théorie de Borda est applicable, sans modifications essentielles, aux turbines centrifuges comme à celles qui dépensent l'eau verticalement. Rappelons seulement que, dans les premières, le cheminement du fluide dans les aubes ayant lieu horizontalement, la pesanteur n'a pas d'influence pour modifier sa vitesse pendant que s'effectue le passage; mais il existe, cependant, une accélération de vitesse qui est due à la force centrifuge.

Nous commencerons par en étudier l'application aux turbines centrifuges de M. Fourneyron, dont nous suivons aussi la méthode spéciale, du moins celle qu'il proposa dès l'origine.

La fig. 63 représente les opérations graphiques appliquées à la détermination du double aubage d'une turbine, dont il n'a été figuré ici qu'une portion de la circonférence pour rendre le tracé plus visible.

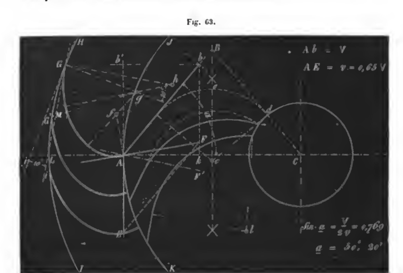
JAK est le cercle intérieur de l'anneau mobile dont AC est le rayon.

ILH en est, de même, le cercle extérieur.



Le cercle, dont C*d* est le rayon, représente le noyau fondu avec le fond fixe et auquel viennent se raccorder les courbes conductrices.

Fig. 63.



Angle d'incidence et tracé des directrices. — L'une des courbes directrices étant représentée par A*ed*, fig. 63, nous appelons angle d'incidence celui BAC, ou *a*, qu'un filet fluide, qui a suivi cette courbe, forme avec le rayon AC au moment où il quitte la directrice pour entrer dans l'aubage.

La théorie a indiqué à M. Fourneyron que, pour obtenir le maximum d'effet utile, il devait exister entre les vitesses de l'eau et de la roue, et cet angle *a*, un rapport tel que l'on eut :

$$\sin a = \frac{V}{2v}$$

Résultat que l'on peut obtenir en construisant un triangle rectangle *b*A*k*, dont A*b* représente la vitesse de l'eau à une certaine échelle, et *bk* le quotient de cette vitesse par le double de la vitesse de la circonférence de l'anneau. Déjà cette relation fait connaître que la vitesse *v* doit être supérieure à la moitié de celle V, car l'angle *a* ne doit pas atteindre 90° ; et si l'on faisait $v = 1/2\ V$, l'angle *a* aurait précisément cette valeur, puisque

$$\frac{V}{2 \times 0,5\ V} = 1.$$

On adopte donc pour v au moins 0,6 V; c'est-à-dire que la vitesse de la turbine doit être au moins les 6/10 de celle de l'eau.

Par conséquent, adoptant ce rapport, on construira sur AC, comme base, un triangle isocèle ABC dont les angles opposés BAC et BCA auront la valeur déterminée par la relation $\sin a = \frac{V}{2v}$, soit à l'aide des tables trigonométriques, soit graphiquement de la manière suivante.

On calculera la valeur de $\sin a$ en prenant V égal à l'unité, par exemple, et on en portera le résultat de A en b' sur la tangente au cercle J A K menée en ce point A; puis du même point A on décrira un arc de cercle ayant l'unité pour rayon. Menant ensuite par le point b' une parallèle au rayon AC, son intersection b avec l'arc de cercle déterminera, avec le point A, la direction de l'un des côtés AB du triangle, et, par conséquent, celle de l'eau.

Maintenant pour compléter le triangle il suffira d'élever une perpendiculaire Bc au milieu de AC, laquelle rencontrant le côté AB en B en détermine le sommet.

La courbe directrice que nous cherchons consiste simplement dans un arc de cercle inscrit dans ce triangle, et dont il suffit, pour en trouver le centre, de mener une tangente dc au cercle du noyau; son intersection c avec la perpendiculaire Bc sera le centre demandé.

Pour bien fixer les idées sur la partie principale de cette opération, prenons un exemple.

Le rapport de v à V étant toujours 6/10, quelles seront les grandeurs numériques de Ab' et de Ab?

On trouve : $$\frac{1}{2 \times 0,6} = 0,833$$

Si l'on prend le décimètre pour unité, Ab' aura 83^{mil}3 et Ab 100 millimètres, L'angle a correspondant se trouve être à peu près égal, d'après les tables, à 56°5.

Si l'on adoptait 0,8 pour le rapport de $\frac{v}{V}$, on trouverait de même :

$$\frac{1}{2 \times 0,8} = 0,625$$

D'où Ab' devrait avoir 62^{mil}5 et Ab' toujours 100 millimètres; l'angle correspondant serait environ de 38° 40.

On voit par là que la direction des filets incidents se rapproche d'autant plus d'être le rayon même AC, que la vitesse de la turbine est elle-même plus près d'égaler celle de l'eau, dans lequel cas on aurait :

$$\frac{1}{2 \times 1} = 0,5$$

dont l'angle correspondant égale 30°.

Remarque relative a la vitesse qui correspond au maximum d'effet. — Tous les théoriciens qui se sont occupés de la turbine Fourneyron ne sont pas d'accord sur

le rapport $\frac{v}{V}$ qui correspond au maximum d'effet. Déjà des expériences directes permettent de conclure en disant : que la vitesse de la turbine peut s'écarter notablement de celle correspondant à ce maximum sans que le rendement s'en trouve notablement affecté.

Des savants et des praticiens ont trouvé que le maximum d'effet correspondait avec le rapport $\frac{v}{V} = 0,5$; autrement dit, à la vitesse circonférentielle de la turbine réglée à la moitié de celle de l'eau, au lieu du rapport de 0,6 trouvé précédemment.

Quoi qu'il en soit, la suite de cette proposition conduit à une méthode très-ingénieuse permettant de découvrir pratiquement la vitesse à laquelle doit marcher une turbine pour qu'elle rende son maximum d'effet.

Cette méthode, proposée par M. Redtenbacher, et relatée par M. de Lacolonge, consiste à faire marcher la turbine à vide et à prendre la moitié du nombre de tours qu'elle effectue ainsi pour sa marche normale.

Ce procédé, tout à fait à la disposition des industriels ou propriétaires d'usines, ne peut manquer d'être employé, ou au moins expérimenté, par toutes les personnes qui posséderont des turbines.

(Nous prenons la liberté d'engager les personnes qui voudraient faire cette expérience à s'entourer de toutes les précautions usitées en pareil cas, pour éviter les accidents qui pourraient résulter des vitesses considérables imprévues.)

Tracé des aubes réceptrices. — Les aubes réceptrices de la turbine présentent trois conditions principales à remplir, qui sont :

1° La direction du premier élément courbe;

2° La direction du dernier élément courbe;

3° La forme entière de l'aube sous le rapport de sa courbure et de son développement.

Le nombre d'aubes et leur écartement minimum sont également à déterminer.

De ces divers problèmes à résoudre, celui qui est le plus vague est certainement le développement de l'aube, qui ne semble pas, de prime abord, avoir de principe bien arrêté.

Le nombre d'aubes n'est pas davantage bien déterminé, puisque, si les épaisseurs étaient nulles leur nombre pourrait être infini, sous la seule condition que l'inclinaison de leurs derniers éléments fût telle, qu'elle laissât entre chacune un intervalle égal au 1/3 ou au 1/4 de l'arc compris entre leurs extrémités, sur la circonférence extérieure, suivant ce qui a été supposé ci-dessus en recherchant les proportions générales.

Mais les épaisseurs ne permettent pas une telle latitude ; il faut nécessairement en tenir compte, ce qui limite le nombre des aubes, ainsi que nous le verrons plus loin.

La première condition dont nous devons nous occuper est la direction du premier élément courbe, c'est-à-dire celui qui reçoit la première action de la veine fluide.

Le principe du tracé est celui développé par Borda, et dont nous venons de parler ci-dessus.

Considérons donc l'aube A G partant de l'extrémité A de la directrice A *e* C fig. 63.

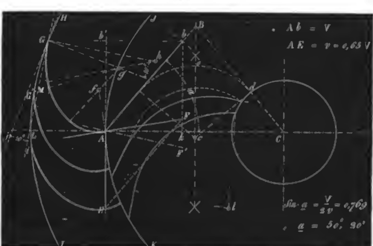
A B est la direction du filet incident, ainsi qu'on l'a vu ci-dessus; de même, la tangente A E est la direction initiale du point A dans le mouvement circulaire de la circonférence; et ce point appartient à la fois à la circonférence intérieure J A K et aux deux aubes conductrice et réceptrice.

Si l'on porte sur ces deux lignes les grandeurs *b* A et A E, proportionnelles aux vitesses V et *v* et que l'on forme le parallélogramme *b* A E F, sa diagonale F A, ou la résultante de ces deux vitesses, sera la direction cherchée du premier élément courbe, et indiquera en même temps la vitesse avec laquelle le fluide suivra l'aube (au moins quant au départ, puisqu'elle augmente un peu ensuite par l'effet de la force centrifuge).

Par conséquent, la première partie de la courbe A G devra être tangente à la diagonale F A, et son centre, si c'est un arc de cercle, se trouvera sur une perpendiculaire A *f* élevée du point A à cette diagonale.

Il y a lieu de faire ici une remarque très-importante au sujet de la direction de la résultante A F par rapport au rayon A C sur lequel elle rencontre la circonférence de l'anneau.

Fig. 63.



Telle que la figure 63 l'indique, la résultante A F forme, avec le rayon A C, un angle aigu compris dans celui *a* ou B A C, et il en résulte que le centre *f* du premier

élément courbe se trouve situé en dehors du cercle J A K ou en dedans de l'anneau.

Mais avec un autre rapport de vitesse et un autre angle a il arrive que la résultante forme un angle qui se trouve reporté de l'autre côté du rayon A C et qu'elle possède, par conséquent, une direction analogue à A F', d'où le centre f se trouve reporté à l'intérieur du cercle J A K ou en dehors de l'anneau.

On peut définir cette distinction en disant que : l'angle formé par le premier élément courbe est négatif dans le premier cas et positif dans le second.

Il peut arriver, de même, que cette résultante soit dirigée justement suivant le rayon A C : le centre f se trouve alors sur la tangente b' E au point A.

En faisant l'étude géométrique on doit chercher à faire prendre à la résultante A F une direction aussi proche que possible du rayon A C, afin que les aubes soient à peu près normales à la circonférence J A K, dans lequel cas leur construction est plus facile que s'il faut leur donner une forme, en quelque sorte *rentrante*, que l'on trouve nécessairement chaque fois que le centre f est placé à l'extérieur du cercle J A K.

A partir de la première partie de sa courbure, l'aube s'infléchit de plus en plus et va rejoindre la circonférence extérieure de l'anneau avec laquelle elle devrait être exactement tangente si l'on pouvait suivre, sans réserve, les indications de la théorie.

Mais, dans cette condition, le dégagement de l'eau ne se ferait pas avec facilité et on se trouverait obligé de réduire beaucoup le nombre des aubes pour conserver entre elles un passage suffisant.

On peut donc admettre, et sans craindre une notable perte de force, que la tangente menée au dernier élément de l'aube fasse avec celle tracée au même point à la circonférence de l'anneau un angle de 10 à 15 degrés, ce qui, en conservant à l'eau une certaine vitesse relative, facilite son dégagement de l'aubage et rend la construction plus pratique.

Mais la résolution des éléments premier et dernier de l'aube ne peut pas conduire à trouver son développement ou le segment angulaire qu'elle occupe sur l'anneau. Il faut pour cela s'aider des observations fournies par la pratique, et voir dans quelle condition il est le plus facile de donner à la courbe une forme convenable, assez allongée, pour que l'eau ait le temps d'en bien prendre la forme ; en un mot, que cette courbe prenne la direction de la circonférence sans changements trop brusques.

Il serait difficile d'indiquer une méthode permettant d'obtenir, sans tâtonnement, la courbe demandée. A défaut de cette méthode nous indiquerons la marche suivante, à l'aide de laquelle, au surplus, on arrive au résultat voulu aussi promptement et avec autant d'exactitude qu'il est nécessaire de le faire.

C L étant le rayon qui passe par l'origine A de l'aube, on portera du point L, comme corde, une distance L G égale environ à 1,4 de la largeur A L de l'anneau, et le point G sera le point de la circonférence où doit venir finir l'aube partant du point A.

On tracera ensuite le rayon G g et on lui élèvera une perpendiculaire G j, tangente en G au cercle extérieur; puis, par le même point G, on mènera une autre droite G i faisant avec celte G j un angle de 10 à 15 degrés; la courbe devra être tangente à cette droite ainsi qu'à celle A F, qui a été trouvée ci-dessus.

Pour obtenir cette courbe on remarquera qu'elle doit s'approcher autant que possible d'une portion d'ellipse ou même d'un quart de cercle, mais formée de plusieurs arcs dont les deux extrêmes ont expressément leurs centres h et f sur les perpendiculaires G h à G i et A f à A F, afin de satisfaire aux conditions d'entrée et de sortie de l'eau.

Il reste maintenant à trouver le nombre d'aubes de la turbine et celui des courbes directrices.

Pour conserver à l'intervalle minimum de deux aubes consécutives une valeur pratique qui se rapproche de celle qui a été prévue, en calculant les dimensions générales de l'anneau, il ne faut pas que le rapprochement des deux aubes soit assez sensible pour que l'épaisseur du métal, qui les constitue, ait plus du 1/8 au 1/6 de la distance théorique, c'est-à-dire celle qui existe, l'aube étant représentée par un trait sans épaisseur, ou la plus courte distance M, mesurée sur la ligne qui joint l'extrémité G' d'une aube au centre g de la portion de courbe correspondante de l'aube voisine.

Pour obtenir ce résultat, M. Fourneyron propose, comme point de départ, de donner à l'intervalle de deux aubes, mesuré sur la circonférence J A K, une valeur à peu près égale à leur hauteur, c'est-à-dire celle h attribuée, par approximation, à l'anneau.

Or, cette hauteur ayant été trouvée égale à 0,14 d, il en résulte que le nombre théorique n, des aubes, sera égal au quotient de la circonférence de d divisée par cette dernière relation, et que l'on trouvera :

$$n = \frac{\pi d}{0{,}14\,d} = \frac{3{,}1416}{0{,}14} = 22{,}44,$$

ce qui revient à dire que le nombre des aubes serait invariable, et égal à 22.

Mais il n'en est pas exactement ainsi, et ce nombre peut être augmenté pour les turbines de grandes dimensions, surtout si les aubes sont exécutées en tôle de peu d'épaisseur; et diminué pour les petites turbines, ou bien, si les aubes sont relativement épaisses, eu égard aux proportions générales de la machine.

D'ailleurs, les dimensions qui avaient été déterminées *à priori*, au moyen des formules générales, se trouvant rectifiées d'après le tracé géométrique, celui-ci fait connaître les limites suivant lesquelles on peut s'écarter du nombre d'aubes présumé, et il vaut mieux augmenter ce nombre que de le diminuer, afin de réduire autant que possible l'épaisseur des veines fluides et d'avoir un plus grand nombre de molécules en contact avec les aubes.

Du reste, on a vu que l'écartement des aubes, pris sur la circonférence extérieure, était basé sur cette hypothèse, que leur plus courte distance est le 1/3 ou le 1/4 de cet écartement; et comme cette dernière dimension est elle-même basée

sur la hauteur h de l'anneau, qui change avec les dimensions générales de la turbine, on en pourrait conclure que la plus courte distance de deux aubes, ou l'épaisseur de la veine fluide, suit cette même relation, tandis qu'elle peut, au contraire, rester, dans tous les cas, dans les mêmes conditions d'épaisseur. On peut donc, par conséquent, augmenter le nombre d'aubes indéfiniment jusqu'à concurrence de leur plus faible écartement, correspondant à l'épaisseur de la lame d'eau que l'on veut faire passer entre elles.

Quant aux aubes directrices, elles sont moins nombreuses que les premières; on en met une pour deux ou pour trois, suivant que le nombre d'aubes réceptrices est plus ou moins grand.

Notre dessin, pl. 14, montre aussi que toutes les directrices ne rejoignent pas le noyau, afin d'éviter des passages resserrés vers le centre, comme nous l'avons expliqué en décrivant la machine.

RECTIFICATIONS A APPORTER AUX DIMENSIONS DÉTERMINÉES PAR LES FORMULES

Après avoir, en quelque sorte, établi l'ensemble d'une turbine comme dimensions générales et tracé de l'aubage, on doit vérifier les résultats obtenus, en recherchant si toutes les dimensions déduites du tracé géométrique consacrent celles déterminées *à priori*.

Le premier point à examiner c'est la section de l'orifice total de sortie.

On devra, pour cela, prendre la plus courte distance entre deux aubes, d'après le tracé, la multiplier par le nombre d'aubes, et diviser le volume d'eau à dépenser par ce produit et par le coefficient de contraction de la veine; le quotient exprimera la hauteur verticale intérieure h de l'anneau, tenant compte ainsi des épaisseurs de métal.

Par conséquent, cette nouvelle valeur de h sera probablement plus grande que celle trouvée dans le premier cas, où les aubes avaient été admises sans épaisseur. Mais cette hauteur doit encore être augmentée, à moins que le volume d'eau pris pour base soit absolument celui maximum que l'on veuille ou que l'on puisse dépenser.

Pour résumer cette question, disons que la hauteur h est la levée effective de la vanne pour dépenser le volume d'eau proposé; mais la hauteur véritable de l'anneau est, dans tous les cas, un peu plus grande.

COEFFICIENT DE CONTRACTION. — Une des questions importantes, relatives à la détermination des dimensions de la turbine centrifuge, est la valeur à attribuer au coefficient de contraction qui peut être appliqué au calcul des volumes d'eau écoulés par les orifices expulseurs de la roue mobile.

Si l'on cherche à se rendre compte des conditions auxquelles ces orifices appartiennent, on reconnaît, d'abord, que l'on se trouve dans le cas des orifices rectangulaires avec charge sur le sommet, la contraction n'existant que sur un des quatre côtés, celui supérieur, puisque cette contraction ne peut avoir lieu latéralement, par

la forme des aubes qui présentent un rétrécissement notable de l'entrée à la sortie, ni par le côté inférieur, qui est précisément sur le prolongement de la surface du fond fixe.

On pourrait donc calculer la dépense en employant les moyens ordinaires, soit à l'aide des tables (38), dont on modifierait les données suivant ce qui a été dit (40), pour les orifices où la contraction ne se manifeste que sur l'un des côtés.

Mais la force centrifuge vient agir en augmentant la vitesse de l'eau, d'où le débit doit nécessairement en être affecté dans un rapport analogue.

Donc, pour ne pas faire de calculs ni d'hypothèses qui pourraient fort bien être inexacts, il faut avoir recours à l'expérience qui démontre qu'en effet :

Le rapport entre le volume d'eau réellement dépensé et celui qui serait calculé en prenant la section de l'orifice pour base, est notablement différent du coefficient ordinaire, et variable pour une même turbine, sous une même chute, avec les vitesses de rotation et les levées de vannes différentes.

Ce fait, très-bien reconnu dans l'origine par M. Fourneyron, a encore été constaté depuis lui par divers expérimentateurs, et particulièrement par M. A. Morin, dont nous donnerons ci-après quelques résultats de ses expériences à ce sujet.

M. Morin a expérimenté avec soin une turbine Fourneyron, établie en 1837 à Muhlbach (Bas-Rhin), où elle mettait en mouvement toute une filature.

Cette machine fonctionnait sous une chute de 3m50; son diamètre extérieur était d'environ 2 mètres, et sa puissance estimée à 45 chevaux.

Du mémoire présenté à l'Académie des sciences par le savant expérimentateur, nous avons extrait le tableau suivant, qui indique les valeurs successives que prenait le coefficient de contraction chaque fois que l'on faisait varier la vitesse de la turbine ou la levée de la vanne.

RÉSULTATS DES EXPÉRIENCES FAITES PAR M. MORIN SUR LA TURBINE DE MUHLBACH.

NOMBRE de tours de la roue par minute	VALEURS DES COEFFICIENTS DE LA DÉPENSE POUR DES LEVÉES DE VANNE DE :			
	0m06	0m15	0m20	0m27
40	0 905	0.920	»	»
50	0.945	0.862	0.728	»
60	0.975	0.900	0.743	»
70	0 995	0.930	0.762	0.706
80	»	0.953	0 784	0.720
90	»	0 968	0 812	0.746
100	»	0.980	0.840	0.767

On déduit de ces résultats, qu'à vitesses égales de la turbine, le coefficient diminue au fur et à mesure que la levée de la vanne augmente, et qu'à levée égale le coefficient augmente en même temps que la vitesse de la turbine.

En résumé, on voit que ce coefficient, qui ne s'est jamais montré moindre que 0,70, s'est approché d'être presque égal à l'unité, dans lequel cas le débit réel de l'eau correspondait, à peu de chose près, à celui théorique, calculé avec la vitesse due à la hauteur totale de chute et avec la section de l'orifice.

Nous pouvons ajouter tout de suite que, pour des vitesses plus grandes, il aurait même dépassé sa valeur théorique.

Ainsi, rien de certain sur le coefficient exact à choisir, puisque sa valeur est susceptible de changer à chaque instant.

Mais cela ne peut être un embarras lorsqu'il s'agit de fixer les dimensions de la turbine, puisqu'en adoptant le coefficient ordinaire, on peut être sûr que les orifices suffiront au débit, en se réservant le jeu de la vanne pour obtenir la levée pratique réelle; on se rappelle que M. Fourneyron a conseillé de prendre le plus petit coefficient 0,60.

Ce qui serait une faute, ce serait d'employer les orifices expulseurs de la turbine pour connaître la dépense effectuée, lors d'une expérience, afin d'en déduire le rendement obtenu; dans l'incertitude du coefficient à adopter, on ne pourrait que commettre des erreurs.

Nous l'avons dit autre part, il faudrait de toute nécessité mesurer la dépense tout à fait indépendamment du moteur, et, si cela était possible, au moyen de capacités fixes, jaugées d'avance, plutôt même que par l'estimation basée sur le débit d'un orifice en déversoir ou d'autre façon, où il faut encore faire le choix d'un coefficient d'expérience.

Mais de toutes les rectifications qui peuvent être apportées aux dimensions primitives ou obtenues par l'étude géométrique, les plus difficiles sont celles qu'il est nécessaire de faire pour une turbine qui doit marcher avec des volumes d'eau et des chutes très-variables.

Nous ne pouvons rien enseigner de précis à cet égard, si ce n'est que, dans cette circonstance, on exécutera le tracé pour plusieurs des conditions principales dans lesquelles doit se trouver la turbine, et qu'on choisira, entre les résultats trouvés ainsi, une sorte de moyenne qui laisse à la turbine une marche autant que possible uniforme dans chacune des circonstances.

COMPARAISON DES DONNÉES PRÉCÉDENTES AVEC LA TURBINE DE SAINT-MAUR

La turbine dont nous avons donné les détails sur la pl. 14 peut nous servir de point de comparaison pour établir, en quelque sorte, une récapitulation des principales données précédentes.

On sait que M. Fourneyron a établi quatre turbines semblables au grand moulin de Saint-Maur, sur le canal qui relie les deux bras de la Marne, dont les niveaux et le débit sont excessivement variables. Aussi ne faut-il pas nous attendre à trouver cette machine construite avec des dimensions combinées d'après des bases d'une correspondance parfaite avec les données exposées ci-dessus; mais nous pouvons,

au moins, constater ses conditions réelles, en cherchant à les comparer avec ce que fournissent les règles ordinaires dans une situation déterminée.

En procédant dans le même ordre que celui adopté précédemment, nous commencerons par l'examen de la capacité de la roue mobile, et ensuite par celui de la forme des deux aubages.

Roue mobile. — En se reportant aux figures de détails de la pl. 14, on pourra reconnaître la plupart des dimensions de la couronne mobile, mais que nous énumérons ici avec plus d'exactitude que ce que peut fournir généralement un tracé fait à une petite échelle.

L'anneau, ou couronne des aubes réceptrices, présente deux cercles concentriques ayant les dimensions suivantes :

Diamètre du cercle intérieur, ou d............. = 1m190
» » extérieur, ou d'........... = 1m720

Le rapport de ces deux diamètres est égal, par conséquent, à :

$$\frac{1,19}{1,72} = 0,69,$$

c'est-à-dire conforme, en cela, avec ce qui avait été supposé dans l'étude préalable des proportions générales.

La hauteur h intérieure du même anneau, au autrement dit de l'orifice d'écoulement, égale 0,260.

Cette hauteur, comparée avec le diamètre d, fournit le rapport suivant :

$$\frac{260}{1190} = 0,218.$$

Or, si elle était calculée sur le rapport 0,14, comme cela était supposé, cette hauteur serait :

$$1,190 \times 0,14 = 0,1666,$$

soit à peu près 17 centimètres.

Mais nous avons fait comprendre que la hauteur réelle de l'anneau devait être, pour plusieurs raisons, plus grande que celle determinée *à priori* qui représente la levée effective de la vanne ; si, d'autre part, nous remarquons que les volumes d'eau sont ici extrêmement variables, il en résultera que, même en suivant les principes admis, c'est avec raison que la hauteur en question a été portée de 17 à 26 centimètres.

Ces premières dimensions, combinées avec celles que fournit le tracé des aubes, suffisent pour apprécier le volume d'eau maximum que cette turbine peut dépenser sous une chute déterminée.

En effet, l'anneau porte 30 aubes, dont les extrémités extérieures laissent entre elles un espace libre, pour le passage de l'eau, qui a 0m040 de largeur, valeur cor-

respondant à la plus courte distance entre deux courbes voisines. Par conséquent, l'orifice offert au débit de l'eau devient, pour le pourtour entier de l'anneau,

$$260 \text{ mill.} \times 40 \text{ mill.} \times 30 = 312000 \text{ mill. carrés,}$$

soit 31,2 décimètres carrés.

Si nous admettons que la chute possède une hauteur de 3 mètres, la vitesse de l'eau à son arrivée dans l'aubage sera :

$$V = \sqrt{2g \times 3^{m}} = 7^{m}67. \qquad (8)$$

La dépense d'eau que pourra effectuer la turbine est le produit de ces deux quantités modifié par le coefficient de contraction m, lequel peut être pris égal à 0,75, si la turbine marche à sa vitesse normale et que la vanne soit entièrement levée.

On trouvera donc pour la dépense cherchée :

$$D = 31^{d.q}2 \times 76^{d.q}7 \times 0,75 = 1219^{lit}53 \text{ par } 1''.$$

Enfin, cette dépense de $1219^{lit}53$, ou kilogrammes, correspondant avec la chute de 3 mètres, représente une puissance théorique de :

$$\frac{1219^{lit}53 \times 3^{m}}{75} = 48,78 \text{ chevaux;}$$

et, en supposant un rendement de 70 p. 0/0, on pourrait utiliser :

$$48,78 \times 0,7 = 34 \text{ chevaux,}$$

puissance suffisante pour les 10 paires de meules que chacune de ces turbines met en mouvement.

Mais au lieu de marcher continuellement dans ces conditions, il arrive que le volume d'eau diminue et que la chute augmente, d'où, si la puissance disponible est encore suffisante, le volume d'eau à dépenser devenu moindre, la vanne, au lieu d'être levée entièrement, le sera seulement d'une fraction plus ou moins grande de la hauteur totale de l'anneau.

En effet, les conditions les plus ordinaires de la turbine de Saint-Maur semblent être une dépense de 750 à 800 litres par 1'', et une chute de $3^{m}50$ à $3^{m}80$.

Si nous nous basons, comme terme de comparaison, sur 800 litres, et sur $3^{m}70$ de chute, nous trouvons pour la puissance brute :

$$\frac{800 \times 3^{m}70}{75} = 39^{ch}4,$$

ce qui peut correspondre à une puissance utilisable d'environ 28 chevaux.

Pour effectuer cette dépense, la vanne serait abaissée du tiers de la hauteur de la couronne mobile et laisserait ouverts, par conséquent, deux des trois compartiments que présente l'anneau par le fait des diaphragmes qui le divisent.

Après l'étude des principales dimensions de la turbine, au point de vue de la comparaison à établir entre leurs valeurs réelles et celles que fourniraient les règles générales, nous devons également examiner le rapport existant entre la section

du conduit adducteur avec celle de l'orifice total de l'aubage, duquel rapport dépend la vitesse suivant laquelle les tranches liquides se déplacent dans le conduit. On avait admis que la section de ce conduit, dont le diamètre est presque équivalent à celui du cercle intérieur de l'anneau, devait être au moins quatre fois plus grande que celle offerte au débit par les aubes.

Le diamètre intérieur d est égal à 1,19, ainsi qu'on l'a vu plus haut; mais le diamètre intérieur réel du cylindre formant vannage, et par lequel s'introduit le fluide, est plus faible de deux épaisseurs et d'un certain jeu; il est égal seulement, en résumé, à 1^m14, dont la section correspondante égale

$1^{mq}02$, ou 102 décim. carrés.

Or, la section de l'orifice de dépense par l'aubage étant de 31 déc. carrés, il en résulte que le rapport devient

$$\frac{102}{31} = 3,3.$$

Mais comme la vanne est rarement levée à son maximum de hauteur, il s'ensuit que le rapport normal approche beaucoup de celui sur lequel on compte en faisant les calculs approximatifs.

La vitesse du fluide, que nous trouvions égale à 7,67 pour 3 mètres de chute, à son passage dans les aubes, se trouverait être moyennement égale à :

$$\frac{7,67}{3,3} = 2^m324,$$

dans le conduit vertical où elle s'introduit en quittant la chambre d'eau, la vanne étant complétement levée.

Elle serait encore plus faible, du reste, que cela n'en vaudrait que mieux.

Disposition des aubages. — La fig. 63, donnée précédemment pour expliquer le tracé général des aubes de la roue mobile et des directrices d'une turbine centrifuge, est aussi la reproduction à peu près exacte des aubages de la turbine de Saint-Maur. La variabilité de la dépense et de la chute du cours d'eau, sur lequel ces turbines fonctionnent, ne permet pas de considérer la structure géométrique de leur aubage comme un exemple fidèle, en tout point, des principes généraux appliqués à une chute et à une dépense déterminées; c'est, comme on l'a vu plus haut, une espèce de moyenne établie entre les conditions où le moteur est susceptible de se trouver, en vue de lui conserver, dans tous les cas, un état de marche convenable sous le rapport de la vitesse et du rendement.

Car, pour insister sur ce qui a déjà été dit, si l'aubage était tracé rigoureusement pour la chute la plus haute, correspondant ordinairement à la plus faible dépense, que deviendrait le rendement de la turbine, alors que la chute devenue basse, et par conséquent la vitesse de l'eau réduite, il faudrait néanmoins conserver à la turbine sa vitesse de rotation en raison des appareils qu'elle commande?

Il est évident que le praticien doit savoir s'écarter des principes rigoureux, et



chercher des formes qui s'accordent le mieux possible avec la généralité des circonstances dans lesquelles le moteur peut se trouver : c'est ce que la pratique seule peut enseigner.

Mais ajoutons, toutefois, que l'on doit choisir celle des conditions qui persiste pendant le plus longtemps de l'année pour établir les bases de la construction du moteur, et qu'il serait également urgent que son meilleur rendement correspondît aux plus petites eaux : mêmes exigences, du reste, que pour toutes les roues hydrauliques.

Quoi qu'il en soit, on remarque dans le tracé des aubes de la turbine de Saint-Maur quelques points que nous pouvons indiquer ici.

Les aubes réceptrices sont au nombre de 30 contre 24 de la couronne fixe.

La direction du premier élément, celui intérieur, des aubes réceptrices forme un angle F A *k* rentrant, ou négatif, de 8 degrés environ, avec les rayons du cercle (voir le tracé fig. 63) ; autrement dit la tangente à ce premier élément est inclinée à l'intérieur du cercle du même côté que l'arrivée de l'eau.

C'est juste la direction supposée dans la roue de Borda, fig. 62.

Le dernier élément des mêmes aubes forme un très-petit angle avec la circonférence extérieure de l'anneau ; cet angle n'a pas plus de 10 degrés. Mais si l'on considère le filet moyen pris sur le milieu de la ligne représentant la plus courte distance entre deux aubes, et perpendiculaire à cette ligne, l'angle réel sous lequel a lieu l'échappement du fluide est égal à 20°.

Avec de plus petites turbines où les aubes, moins nombreuses, occupent un arc plus grand de la circonférence, l'angle formé par le dernier élément des aubes, à cause des intervalles à réserver entre chacune d'elles pour la sortie du fluide, ne peut pas être aussi réduit, et atteint lui-même jusqu'à plus de 20 degrés.

Ici, la distance d'une aube à l'autre, mesurée sur le cercle intérieur de la roue, étant de 120 mill., se réduit à 40, suivant la plus courte distance d'une extrémité d'une aube à celle voisine, comme on l'a vu précédemment.

Les courbes directrices coupent la circonférence du cercle où elles aboutissent suivant une inclinaison telle, que la tangente A B (fig. 63) forme avec le rayon A C un angle de 75 degrés. En en déduisant l'angle F A *k*, que nous avons dit être égal à 8 degrés, l'eau se trouve dirigée sur les aubes suivant un angle absolu de 67 degrés environ. Leur forme n'est pas semblable en tout à celle du tracé, qui ne permettait pas de conserver en elles un intervalle progressif. La courbure adoptée est celle dont le centre de l'une est en *l* (fig. 63).

Les aubes directrices laissent entre leurs extrémités, et suivant la plus courte distance, un écartement à peu près égal à 45 mill. On peut donc admettre que l'eau qui s'écoule par les orifices du distributeur passera aisément par les orifices expulseurs du cercle mobile, quoiqu'ils soient un peu plus petits, attendu que la vitesse a dû augmenter par l'effet de la force centrifuge. Mais on préfère cependant aujourd'hui que ce soient les orifices expulseurs les plus grands, afin d'être assuré que les veines fluides ont leur *libre déviation* et que le moteur ne marche pas par réaction, ce qui a été déjà mentionné en parlant des turbines en dessus.

Pour terminer cet article sur les turbines de Saint-Maur, ajoutons que, dans l'origine, le moulin était commandé par engrenages, et alors l'arbre vertical de chaque turbine était muni d'une grande roue motrice commandant simultanément les pignons des dix paires de meules correspondantes.

Le diamètre de la roue était égal à 3m38, et celui des pignons à 0m98.

En supposant, ce qui a encore lieu, que la turbine marche à une vitesse de 60 tours par 1', on trouve aisément la vitesse de rotation que devaient avoir les meules, d'après les dimensions de cette commande.

On a en effet :

$$\frac{60 \times 3,38}{0,98} = 207 \text{ tours par } 1'.$$

Les meules étaient, alors, de petites dimensions; elles n'avaient pas plus de 1m10 de diamètre extérieur.

Depuis, elles ont été remplacées par des meules qui ont le diamètre ordinaire de 1m30, et qui marchent par courroies, disposées au-dessus, dans le premier étage. Une grande poulie de 2m26 de diamètre, rapportée sur le prolongement de l'axe de la turbine, est substituée à la roue horizontale, et assez large pour commander à la fois dix poulies égales, de 1m30, de diamètre montées sur le prolongement des fers de meules, lesquels tournent à la vitesse moyenne de 120 révolutions par minute. (Voir la *Publication industrielle*, xe vol.)

RÉSUMÉ DES CONDITIONS DE MARCHE DE LA TURBINE CENTRIFUGE

La plupart des expériences faites sur ce moteur ont prouvé que l'on pouvait compter sur un rendement normal de 65 à 70 p. 0/0 de la force brute disponible, chaque fois, cependant, que les conditions, pour lesquelles il a été établi, ne changent pas notablement.

Dans l'origine, lorsque l'anneau mobile était divisé par des cloisons représentant autant de capacités différentes offertes au débit, on remarquait que le rendement baissait, nonobstant cette amélioration apportée aux premières turbines, chaque fois que le volume d'eau ne permettait pas d'ouvrir la vanne tout en grand. Mais avec le dernier perfectionnement introduit par M. Fourneyron (tracé fig. 51) il y a lieu de croire que cet inconvénient n'existe plus, puisque la forme de l'orifice reste la même, quel que soit le degré d'élévation de la vanne.

Les mêmes expériences ont démontré que la vitesse de la turbine pouvait varier dans des limites assez étendues, sans que le rendement s'en trouvât affecté sensiblement. Il est vrai de dire que ce résultat n'est réellement atteint qu'autant que le constructeur a pris soin de tracer les aubes au point de vue des variations probables, ainsi que nous l'avons dit précédemment.

Quant au mode d'emploi particulier de la turbine centrifuge, comparé à celui des turbines dites en dessus, il paraît surtout convenir dans les circonstances où le

moteur est susceptible de marcher noyé. La disposition des veines fluides, à leur sortie du récepteur, est telle que toute la masse liquide qui environne la roue mobile se meut justement dans le sens convenable pour que l'évacuation se fasse facilement. On a même remarqué que la turbine marchait, pour ainsi dire mieux, lorsqu'elle était noyée, au moins de la hauteur de l'anneau mobile, que lorsque celui-ci tournait complétement dans l'air.

L'expérience a aussi démontré qu'une turbine centrifuge marche, non-seulement noyée, mais même lorsque la chute est considérablement réduite.

A cet égard nous avions déjà pour exemple la turbine des forges de Fraisans, qui a pu tourner sous une chute réduite à 0m227, et par conséquent, noyée très-fortement.

Mais voici un fait plus saillant, que nous trouvons relaté par M. O. de Lacolonge, dans un mémoire qu'il a rédigé au sujet de la théorie des turbines Fourneyron.

M. de Lacolonge a fait l'étude d'une turbine centrifuge d'une puissance de 24 chevaux, pour une usine établie sur le cours de la Garonne, où la chute maximum étant de 2m76 se réduit à 1m40 à la marée montante.

Ce moteur remplace plusieurs roues à cuves.

Les ouvriers de l'usine avaient l'habitude de choisir, pour repasser leurs outils, le moment de la marée haute, alors que les anciens moteurs étaient presque entièrement arrêtés.

Lors des inondations de la Garonne, la chute se trouvant réduite à 6 centimètres, ils donnèrent l'eau à la nouvelle turbine, et avec les orifices démasqués du quart de leur hauteur totale, le moteur put marcher et faire mouvoir la meule de façon à permettre le repassage des outils, comme à l'ordinaire.

Il devient donc constant qu'une turbine peut fonctionner dans une circonstance aussi singulière et à l'exclusion de tout autre moteur.

Ajoutons maintenant que l'inconvénient grave que la turbine centrifuge présente par son pivot entièrement sous l'eau, lui a fait souvent préférer celles dont la structure permet d'adopter le pivot en dessus, par lequel se distingue la turbine Fontaine.

On a pu remarquer que la suspension du fond fixe, dans la turbine Fourneyron, exigeant un fourreau creux spécial, rendait à peu près impraticable le report du pivot vers la partie supérieure, ce qui devait nécessiter un second arbre creux.

Cependant cette difficulté a été surmontée, attendu que plusieurs turbines de ce système ont été construites avec pivots supérieurs, dont une a figuré à l'Exposition universelle de 1855; elle était construite par M. Cousin, mécanicien à Bordeaux.

Une autre turbine semblable, établie par le même constructeur, d'après les études de M. de Lacolonge pour la poudrerie de Saint-Médard, a été munie d'un pivot en dessus; ce perfectionnement a eu tout le succès désirable.

Nous allons dire quelques mots de cette dernière turbine.

TURBINE CENTRIFUGE

ÉTABLIE A LA POUDRERIE DE SAINT-MÉDARD

PAR M. O. DE LACOLONGE

Beaucoup d'ingénieurs et de mécaniciens se sont occupés de la turbine Fourneyron, soit comme théorie, soit comme construction.

Parmi ces personnes nous avons déjà distingué le capitaine d'artillerie, M. de Lacolonge, pour ses travaux intelligents à propos de la roue à aubes courbes de M. Poncelet.

Cet officier a été chargé d'établir une turbine centrifuge pour la poudrerie de Saint-Médard; ce fut pour lui l'occasion d'en étudier la théorie, ce qu'il fit, avant d'en fixer les dimensions. Il a même publié, sur ce sujet, un travail très-consciencieux, dont il faut pourtant nous résoudre à ne donner qu'un très-court résumé.

La turbine ne devait produire qu'une puissance de 2 à 3 chevaux, en marchant sous une chute variable de 1m35 à 2m15, calculant sur un rendement de 0,65 p. 0/0 et avec la plus faible chute; le volume d'eau à dépenser était donc de 215 litres par seconde pour 2, 5 chevaux.

Voici les principales dimensions suivant lesquelles le moteur a été établi.

Diamètre intérieur de l'anneau mobile........................	0m590
— extérieur —	0m870
Largeur de la couronne des aubes, $\frac{0,87 - 0,59}{2}$..............=	0m140
Hauteur —	0m082
Nombre d'aubes....................................	24
— de directrices....................................	32
Plus courte distance des aubes de la turbine.............	0m026
— — des directrices...........................	0m026
Angle sous lequel les filets fluides entrent dans l'aubage.........	33°
Angle suivant lequel ils le quittent, mesuré d'après la ligne menée par le milieu des orifices extérieurs.........................	17°23'
Angle formé par le premier élément courbe des aubes de la turbine, avec la circonférence intérieure.	90°

Dans ces conditions la turbine a donné un rendement moyen de 0,626, alors que la vanne était levée en plein et que sa vitesse, à la circonférence intérieure, était les 0,45 de celle de l'eau.

Ce résultat a été obtenu à la suite de nombreuses expériences, faites avec le plus grand soin; on peut donc compter sur son exactitude, d'autant plus qu'il est loin d'avoir une valeur exagérée.

Ce rendement est certainement inférieur à ce qui a été trouvé parfois. Cependant, M. de Lacolonge fait remarquer que les premières expériences faites sur les turbines hydrauliques, comme celles exécutées sur la turbine de Muhlbach, ont été erronées, par le fait de jaugeages inexacts; il ajoute que M. Morin, lui-même, a modifié les chiffres de rendement précédemment obtenus, par suite de nouvelles expériences effectuées sur les dépenses en déversoir, qui ont montré des coefficents de dépense plus élevés que ceux qui avaient servi lors des expériences sur les turbines.

Enfin, rappelant les expériences de M. Marozeau, M. de Lacolonge fait observer que ce dernier ingénieur a trouvé, pour une turbine centrifuge, un rendement de 0,645, après avoir jaugé directement le volume d'eau dépensé.

Nous sommes pleinement de l'avis de M. de Lacolonge, à savoir, que le rendement de ces moteurs doit approcher plus généralement de 65 p. 0/0 que de 75 et plus, que l'on pensait avoir trouvé accidentellement. Et nous répétons, ce que nous croyons avoir déjà dit, qu'un rendement de 0,70 est tout à fait un maximum sur lequel on serait trop heureux de pouvoir toujours compter.

Mais nous ne devons pas non plus négliger de faire remarquer que la turbine de Saint-Médard est de très-petites dimensions, si on les compare avec la hauteur de la chute, qui est une des plus faibles auxquelles s'appliquent ordinairement les turbines; et qu'il n'est douteux pour personne, que les résistances passives, fuites, ou toute autre cause de déperdition de force, sont relativement beaucoup plus considérables pour les petites machines que pour les grandes.

Du reste, les proportions de cette turbine de Saint-Médard sont parfaitement étudiées, et tout à fait dans les conditions voulues pour obtenir le plus possible, comme rendement.

Une des déductions importantes des mêmes expériences, c'est que le rendement diminuait quand la couronne marchait noyée, résultat contraire à ce qui est généralement admis: que la turbine centrifuge marche au moins aussi bien lorsqu'elle est noyée de la hauteur de sa couronne, que lorsqu'elle tourne dans l'air.

Nous pensons que ceci ne peut être général, et que l'influence du *noyage* change suivant la vitesse de la turbine, et avec la hauteur absolue de la chute comparée à celle de l'anneau mobile.

En un mot, c'est le même motif que précédemment quant à la comparaison à établir entre les grands et les petits moteurs.

L'intérêt principal que présente cette turbine par sa construction, c'est qu'elle est munie du pivot supérieur qui paraissait n'être applicable qu'aux turbines en dessus, dans lesquelles le plateau des directrices, étant posé sur le fond de la chambre d'eau, n'exige pas de porte-fond creux, comme dans la turbine Fourneyron.

Bravant cette difficulté, les constructeurs de la turbine de Saint-Médard ont établi deux tiges creuses passant l'une dans l'autre; l'une étant le porte-fond, et l'autre l'arbre de la turbine, à l'intérieur duquel son support fixe se trouve logé, comme d'habitude.

Peut-être cette disposition serait-elle difficile à adopter pour les moteurs de

grandes dimensions. Cependant l'avantage du pivot hors de l'eau est tellement sérieux, que pour les turbines centrifuges qui se construiront encore, on fera bien de songer à cette amélioration, qui a maintenant pour elle la sanction de l'expérience.

DIMENSIONS ET TRACÉ DES TURBINES EN DESSUS

Les principes généraux déduits de la théorie pour établir les proportions des turbines centrifuges, s'appliquent, sans modifications importantes, aux turbines dites en dessus, en tant que l'on y retrouve les deux organes constitutifs principaux : le distributeur et la couronne mobile.

Les seules modifications se résument à peu près en ceci :

1° Si l'on considère la marche du fluide, représenté par une molécule isolée, on trouve que, dans la turbine centrifuge, cette molécule engendre un plan en traversant la roue mobile, tandis qu'elle suit une surface cylindrique avec la turbine en dessus ;

2° Avec la turbine centrifuge le fluide entre dans l'aubage avec toute la vitesse absolue due à la chute totale, et l'accélération qu'il éprouve est due exclusivement à la force centrifuge.

Avec la turbine en dessus, dont la partie inférieure doit raser le niveau d'aval, l'entrée du fluide dans l'aubage a lieu sous l'influence de la seule charge au-dessus de la roue mobile, et la vitesse du fluide s'accélère en parcourant les aubes sous l'action naturelle de la pesanteur (voir la théorie de Borda exposée, p. 372).

3° Les aubes de la turbine centrifuge étant cylindriques, l'action du fluide est la même en chaque point de leur hauteur, à part la légère différence de charge du haut au bas des aubes.

Les aubes de la turbine en dessus sont héliçoïdales et ne présentent pas partout, par conséquent, une même courbure à l'entrée du fluide, dont la vitesse est nécessairement uniforme sur tous les points de la surface du distributeur.

Telles sont, au moins, les différences principales.

Maintenant, on pourrait signaler les points similaires suivants :

1° La théorie de Borda, quant au tracé des aubes, est applicable aux deux genres de turbines ;

2° Les conditions de capacité de la couronne mobile, par rapport à la dépense, et la vitesse circonférentielle rapportée à celle initiale de l'eau, sont les mêmes dans les deux cas.

Par conséquent, il nous reste peu de chose à dire, pour élucider la question des turbines en dessus après les développements qui précèdent sur les autres turbines.

Nous allons seulement examiner en détail les conditions du tracé pratique de l'aubage d'une turbine Fontaine analogue, quoique de plus faibles dimensions, à celle représentée sur la pl. 16, fig. 1re et décrite p. 320 et suivantes.

TRACÉ PRATIQUE DES AUBES DE LA TURBINE FONTAINE

La fig. 64 représente, à l'échelle du quart de l'exécution, la forme exacte du double aubage d'une turbine en dessus de dimension moyenne, quant à la valeur de dépense à laquelle elle correspond.

C'est évidemment la section développée qui serait faite circulairement suivant le cercle tracé par le milieu de la largeur de l'aubage; c'est, en d'autres termes, la configuration élémentaire des aubes suivant le cylindre théorique dont on a parlé ci-dessus, et en lequel tous les effets du moteur peuvent être supposés condensés, de même que l'on réduit, par la pensée, tout le volume d'un corps et son poids en un seul point matériel ou le *centre de gravité*.

Comme structure générale, on peut remarquer, déjà, que les aubes du distributeur sont en plus grand nombre que celles de la couronne mobile. Cet aubage appartient, en effet, à une turbine dont le diamètre moyen est égal à 1m873.

La couronne mobile possède 54 aubes, et le plateau des directrices 60.

Il en advient, que par la forme respective de chaque aubage, les intervalles minimum laissés entre les courbes réceptrices pour le passage du fluide sont plus larges que ceux des directrices.

Les premiers ont 45 millimètres et les autres 25.

Le but que l'on s'est proposé d'atteindre par cette disposition, est, comme nous l'avons déjà fait remarquer, *la libre déviation de la veine fluide*; c'est-à-dire, que l'épaisseur des veines incidentes étant plus faible que l'orifice ménagé pour leur expulsion, la turbine n'éprouve pas d'engorgement, et que ces veines fluides suivent exclusivement la face concave des aubes.

C'est là un fait qui n'avait point été observé dans l'origine, où les directrices étaient moins nombreuses que les aubes de la turbine.

Maintenant, dire que les choses se passent en pratique dans toute la rigueur de la donnée théorique, serait certainement une illusion puisque l'une des couronnes étant fixe et l'autre mobile, les veines fluides sont continuellement divisées par le passage successif des aubes de la turbine.

Néanmoins l'expérience prouve que cette disposition est préférable à l'ancienne, surtout depuis que l'on a pu employer un bon vannage qui permet de faire fonctionner le moteur par admission partielle, quand il y a lieu de le faire pour des réductions de dépense, plutôt que d'altérer les passages de l'eau par des vannes séparées.

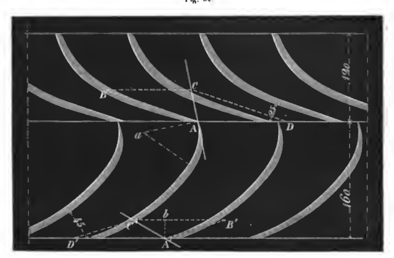
D'ailleurs l'agrandissement des orifices d'expulsion est encore justifié par la réduction de vitesse du fluide en quittant la turbine; non-seulement ces orifices sont plus larges dans le sens de la section circulaire de l'aubage, mais ils sont encore augmentés, suivant leur section diamétrale, par l'évasement manifeste donné à l'anneau mobile.

C'est ce que l'on a déjà vu par la description détaillée des diverses turbines, et,

particulièrement par celle de Pierre Callon, que nous regardons comme le premier qui ait cherché à mettre formellement ce principe en pratique.

Pour bien faire comprendre le mode d'action de l'eau sur un aubage ainsi disposé, nous allons lui appliquer la théorie du tracé géométrique de Borda, tracé donné plus haut, fig. 62.


Fig. 64.



AB étant une tangente menée au dernier élément d'une aube directrice, fig. 64, le fluide incident aura cette direction.

En supposant que sa vitesse soit représentée par la grandeur AB, si nous traçons la tangente AC au premier élément d'une aube réceptrice, le centre de la courbe étant en *a*, le parallélogramme ABCD nous indiquera que, pour satisfaire aux conditions de la théorie, la vitesse circonférentielle de la turbine devra être égale à AD. D'autre part, la vitesse du fluide en suivant l'aube sera égale à AC.

Si la pesanteur ne continuait pas d'agir pendant que le fluide effectue sa descente, il quitterait l'aube avec cette même vitesse relative; mais comme cette force ne cesse pas d'exercer son influence, la vitesse s'accroît un peu et devient A'B', suivant la direction de la tangente au dernier élément courbe de l'aube (nous appliquons ici le tracé à l'aube voisine à cause de la disposition particulière de notre figure).

Par conséquent, si nous formons avec cette vitesse A'B' le parallélogramme A'B'C'D', dans lequel A'D' est la vitesse de la turbine et égal à AD, la diagonale A'C' représentera, en grandeur et en direction, la vitesse des filets fluides en quit-

tant la turbine; la perpendiculaire $A'b$ pourra être considérée comme étant la vitesse verticale relative avec laquelle le fluide quitte le moteur, et servir de mesure à la perte d'effet d'utile due à cette cause particulière.

(Théoriquement on dirait, que la quantité d'effet utile perdue ainsi est à celle totale disponible comme $\overline{Ab}^2$ est à AB^2)

En somme, nous rappellerons que $A'b$ doit être aussi faible que possible, et que l'un des moyens d'obtenir ce résultat consiste à rendre l'angle C'A'D' aussi très-réduit.

En examinant le tracé, fig. 64, on reconnait que le rapport des vitesses ne doit pas être précisément celui auquel se rapporte la courbure exacte des aubes : car les grandeurs AB et AD, soit V et v, sont pour ainsi dire égales. Mais n'oublions pas qu'un aubage est rarement déterminé pour une chute constamment uniforme, et qu'il doit convenir, au contraire, à la moyenne des variations dont cette chute est susceptible.

Autrement on sait que AD, ou v, varie normalement de 0,5 à 0,7 de AB ou V, et que le tracé devrait être basé sur l'un de ces rapports si la chute conservait des conditions uniformes.

Il resterait maintenant à indiquer les règles que les constructeurs suivent pour fixer l'inclinaison des directrices et des aubes à leur partie inférieure. Mais nous pouvons affirmer que la pratique en cela leur tient lieu de règles; et si l'on essaie un semblable tracé en cherchant à remplir les conditions principales, savoir :

1° Angle d'incidence des filets fluides;

2° Direction et grandeur de la vitesse des filets fluides à l'échappement ;

3° Proportions des orifices de la dépense mises en rapport avec le diamètre de la turbine, lequel sera souvent déterminé en raison d'une vitesse de rotation voulue.

Si, disons-nous, on rapproche ces différentes conditions et leurs exigences, on ne tarde pas à en conclure que la forme générale des deux aubages s'en déduit naturellement, et plutôt par tâtonnement que par des moyens directs.

Il en sera de même de la hauteur à donner à la couronne mobile et à celle des directrices. Bien des personnes ont demandé quelles étaient les règles à cet égard ; il n'en existe réellement aucune, au moins que nous ayons découverte, malgré de soigneuses recherches.

Nous ne remarquons, à l'égard des turbines construites par MM. Fontaine et Brault, que deux ou trois dimensions adoptées qui suffisent à toutes les applications. Parmi elles, nous distinguons celles adoptées pour les turbines représentées sur la planche 16, où pour les deux, les aubes directrices ont 180 et 165, et les couronnes mobiles 270.

Le tracé précédent est pris d'un type où ces hauteurs sont 160 et 120.

Le fait saillant à observer, c'est que ces dimensions sont généralement faibles, en les comparant avec ce qui se faisait anciennement.

On remarque aussi que le distributeur est la moins haute des deux couronnes;

et comme c'est là un fait pratique, on peut en conclure que l'on cherche à éviter que le fluide frotte longtemps sur les surfaces, qui ne doivent avoir pour action que de lui donner la direction voulue.

Quant aux aubes réceptrices, le fluide ne devant pas y séjourner pour agir par son poids, leur développement doit être seulement suffisant pour remplir les conditions du tracé, sans courbures trop brusques, et pour que les veines liquides les suivent exactement en en prenant bien la forme.

Nous terminons ce que nous avions à dire des turbines en dessus par quelques règles pouvant servir à déterminer leurs dimensions générales et une table à l'appui, qui permettra d'apprécier d'un coup d'œil, quelles proportions conviennent dans un nombre de cas donnés.

CALCULS DES DIMENSIONS D'UNE TURBINE EN DESSUS

Lorsqu'il s'agit d'établir une turbine devant marcher sous une hauteur de chute et une dépense d'eau déterminées, on se préoccupe presque immédiatement de la vitesse de cette turbine, ce qui ne peut être évidemment résolu qu'autant qu'on en connaît le diamètre moyen, ce que nous regardons comme représentant le cylindre élémentaire de la turbine. Mais comme ce diamètre dépend du volume d'eau à dépenser et de la largeur de l'anneau, on se trouve donc avoir plusieurs inconnues à la fois dont l'une devra cependant servir à déterminer l'autre.

Dans cette situation, il faut admettre *à priori* des relations entre ces choses différentes. Voyons ce que peuvent être ces relations.

Le premier orifice offert au débit de l'eau est la voie annulaire supérieure des aubes de la couronne fixe ; c'est, en effet, un orifice représenté par la superficie entière de l'anneau, diminué des épaisseurs des aubes.

Si l'on recherche, d'après un tracé (soit celui de la fig. 63), la relation qui existe entre la distance d'une aube à l'autre, mesurée sur la face supérieure de la couronne des directrices, et la plus courte distance de ces mêmes aubes, laquelle est la largeur de l'orifice réel offert au débit, on trouve que la première de ces distances est environ 4 à 5 fois la seconde ; d'où il en résulte que la surface entière de l'anneau peut être regardé comme égale à 4 ou 5 fois l'orifice capable d'effectuer la dépense sous la chute donnée.

On suppose évidemment que le coefficient de contraction soit égal à l'unité, attendu que chaque orifice présente un évasement assez prononcé du côté de l'entrée pour que cette hypothèse soit vraie, c'est-à-dire que les canaux injecteurs soient complétement remplis, ou que l'écoulement ait lieu à *gueule bée*.

S'il pouvait exister une contraction ce serait plutôt à l'entrée même des orifices ; mais cette entrée étant beaucoup plus grande que la sortie, la vitesse du fluide s'y trouve proportionnellement ralentie, et les parois ne tardent pas à se mouiller et l'intervalle à se remplir complétement.

Donc, pour connaître la dimension de l'anneau, la dépense étant donnée, il nous

suffira d'établir un certain rapport entre son diamètre et sa largeur dans le sens du rayon ; puis, dans cette condition, de calculer une surface annulaire qui soit le quotient de la dépense, multipliée par 4 ou par 5, et divisée par la vitesse due à la hauteur de chute.

Si nous adoptons pour l'instant, comme type, la turbine représentée fig. 1 à 3, pl. 16, nous pouvons établir le rapport 5 entre le diamètre moyen de l'anneau et sa largeur, ce qui a lieu, à peu près, pour cette turbine.

Nous prenons aussi le rapport 4, 5, entre la surface de l'anneau et l'orifice de la dépense, rapport moyen entre ceux 4 et 5 indiqués ci-dessus.

Ces relations établies nous permettent de trouver la règle pratique au moyen de laquelle on pourra déterminer le diamètre moyen de la manière suivante.

Nommant :

- D la dépense en mètres cubes ;
- H la charge comptée du niveau d'aval à la face supérieure de la couronne mobile ;
- V la vitesse due à cette charge ;
- d le diamètre moyen de l'anneau ;
- l sa largeur dans le sens du rayon et égale à $\frac{d}{5}$;
- S la superficie de l'anneau ;
- v la vitesse circonférentielle supposée égale à $\frac{1}{2}$ V ;

On trouve pour la surface de l'anneau :

$$S = \pi d \times \frac{d}{5} = \frac{\pi d^2}{5}.$$

Mais cette surface est aussi représentée par :

$$S = \frac{4,5\,D}{V} \text{ et } V = \sqrt{2gH}, \text{ d'où } S = \frac{4,5\,D}{\sqrt{2gH}}.$$

On peut donc rapprocher les deux expressions et dire :

$$\frac{\pi d^2}{5} = \frac{4,5\,D}{\sqrt{2gH}}, \text{ d'où } d^2 = \frac{22,5\,D}{\pi \sqrt{2gH}}.$$

Réduisant au point de vue des quantités invariables il vient, en résumé, l'expression suivante :

$$d^{m} = \sqrt{\frac{1,6176 \times D^{mc}}{\sqrt{H^{m}}}}.$$

On peut donc, à l'aide de cette relation, calculer le diamètre moyen de l'anneau d'une turbine Fontaine, et avec laquelle il suffirait, pour qu'elle devînt générale, de modifier à volonté les rapports préalablement admis, c'est-à-dire le rapport de la

surface de l'anneau à l'orifice effectif de la dépense, et celui du diamètre moyen de l'anneau à sa largeur. Cette formule est tout à fait analogue, du reste, à celle qui a été donnée précédemment (p. 369), pour les turbines Fourneyron.

Prenons, comme premier exemple de son application, la turbine même qui nous a servi de type.

Elle doit dépenser 4 mètres cubes, au maximum, par 1″ avec une charge de $2^{m}15$, environ, au-dessus de la couronne mobile.

Le rapport du diamètre moyen à la largeur de l'anneau est aussi égal à 5.

Que trouve-t-on à l'aide de la règle ci-dessus?

$$d = \sqrt{\frac{1,6176 \times 4^{mc}}{\sqrt{2^{m}15}}} = 2^{m}09.$$

On a vu que le diamètre existant égale $2^{m}15$.

La connaissance du diamètre permet maintenant de déterminer la vitesse de rotation, que nous regardions comme une question toujours intéressante pour une personne qui se propose d'établir un moteur, et qui désire savoir si sa vitesse pourra s'accorder avec les mécanismes à conduire.

Nous avons assez donné d'exemples de cette opération, consistant à trouver la vitesse de rotation d'un cercle dont on connaît le diamètre et la vitesse circonférentielle, pour que nous puissions nous dispenser de rien ajouter maintenant à cet égard.

Mais nous voulons montrer, cependant, qu'il est également possible d'avoir cette vitesse, sans calculer préalablement le diamètre, sous la seule condition, néanmoins, que ce dernier aura la valeur déterminée par la règle ci-dessus.

En effet, la détermination de la vitesse de rotation s'exprimant toujours ainsi :

$$n = \frac{60\, v}{\pi\, d}$$

peut aussi s'écrire :

$$n = \frac{60 \sqrt{2gH}}{\pi\, d} \times \frac{v}{V}$$

Remplaçant dans cette expression le diamètre d par sa valeur ci-dessus, et prenant $\frac{v}{V} = 0,5$, il vient :

$$n = 0,5 \;\frac{60 \sqrt{2gH}}{\pi \sqrt{\left(\frac{22.5\, D}{\pi \sqrt{2gH}}\right)}}$$

qui se réduit à :

$$n = \sqrt{\frac{40 \times \overline{2gH}^{\frac{3}{2}}}{\pi\, D}},\ \text{d'où}\ n = \sqrt{\frac{1106,3 \times H^{\frac{3}{2}}}{D^{mc}}}$$

Quelle sera, d'après cela, la vitesse de la turbine ci-dessus, ne connaissant encore que la chute et la dépense?

$$n = \sqrt{\frac{1566,3 \times \overline{2,15}^{3}}{4^{mc}}} = 29,5$$

Les expériences citées plus haut (p. 328) ont montré que la vitesse de la turbine, dont nous prenons ici les conditions, était réglée à 27,7 par minute.

En résumé les règles que nous venons d'exposer comportent toute l'exactitude désirable pour déterminer les dimensions approximatives d'une turbine, sauf à y apporter, après coup, les modifications que le tracé démontrerait nécessaires. C'est exactement la même observation que celle que nous avons faite à propos des turbines centrifuges, lorsque nous avons dit quelques mots des règles à suivre pour obtenir leurs principales dimensions.

Comme nous avons eu pour objet de permettre d'apprécier facilement les conditions de marche d'une turbine, dont on proposerait l'établissement, nous voulons encore éviter le peu de calculs que nos formules exigent; et, pour cela, nous avons calculé, avec leur aide, la table suivante qui renferme quatre colonnes distinctes :

La première contient des dépenses d'eau, exprimées en litres;

Les trois suivantes indiquent le diamètre moyen, la largeur de l'anneau et la vitesse de chaque turbine correspondante, pour les chutes indiquées en tête de chaque série.

Chaque série indiquant une chute différente de 1 mètre à 20 mètres, les dépenses sont aussi disposées par séries de 500 à 6000 litres et de 75 à 1500 litres. La première série de dépenses a été répétée pour les chutes de 1 mètre à 5^m50, et la seconde, pour les plus fortes chutes, de 6 mètres à 20 mètres.

A part la grande extension que prendrait cette table, si l'échelle complète des dépenses, c'est-à-dire 75 à 6000 litres, se trouvait en correspondance avec toutes les chutes, de la plus faible à la plus grande, on se trouverait en présence de conditions complétement en dehors des choses de la pratique.

En effet, on rencontre aussi peu 75 litres de dépense par seconde avec 1 mètre de chute, que 20 mètres de chute avec un volume de 6000 litres. La table, dans ces limites, serait donc à peu près sans utilité, et ses résultats seraient le plus souvent impraticables.



TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS,

SAVOIR : Le diam. moyen, la larg. de l'anneau et la vitesse, étant donnés : la chute et la dépense d'eau par 1''.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde	CHUTES 1m 00			1m 25			1m 50		
	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute.	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute
	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.
500	0.90	0.18	47	0.85	0.17	53	0.81	0.16	64
600	0.99	0.20	43	0.93	0.19	51	0.89	0.18	58
700	1.07	0.21	40	1.01	0.20	47	0.96	0.19	54
800	1.15	0.23	37	1.08	0.22	44	1.02	0.20	50
900	1.22	0.24	35	1.14	0.23	41	1.09	0.22	47
1000	1.28	0.26	33	1.20	0.24	39	1.15	0.23	45
1250	1.43	0.29	30	1.34	0.27	35	1.28	0.26	40
1500	1.56	0.31	27	1.47	0.29	32	1.40	0.28	36
1750	1.68	0.34	26	1.59	0.32	30	1.52	0.30	34
2000	1.80	0.36	25	1.70	0.34	27	1.62	0.32	32
2250	1.91	0.38	22	1.80	0.36	26	1.72	0.34	30
2500	2.01	0.40	21	1.90	0.38	25	1.81	0.36	29
3000	2.20	0.44	20	2.08	0.42	23	1.99	0.40	26
3500	2.38	0.48	19	2.25	0.45	21	2.13	0.43	24
4000	2.54	0.51	17	2.40	0.48	20	2.29	0.46	22
4500	2.70	0.54	16	2.55	0.51	19	2.43	0.49	21
5000	2.84	0.57	15	2.69	0.54	18	2.56	0.51	20
5500	2.98	0.60	14	2.82	0.56	17	2.69	0.54	19
6000	3.11	0.62	13	2.95	0.59	16	2.81	0.56	18

DÉPENSE d'eau en litres par seconde	1m 70			2m 00			2m 50		
500	0.72	0.16	72	0.76	0.15	79	0.72	0.14	92
600	0.85	0.17	65	0.83	0.17	72	0.79	0.16	85
700	0.92	0.18	60	0.89	0.18	67	0.85	0.17	78
800	0.99	0.20	57	0.95	0.19	63	0.90	0.18	73
900	1.05	0.21	53	1.02	0.20	59	0.96	0.19	69
1000	1.11	0.22	51	1.07	0.21	56	1.01	0.20	65
1250	1.24	0.25	45	1.20	0.24	50	1.12	0.23	58
1500	1.36	0.27	42	1.31	0.26	46	1.24	0.25	53
1750	1.47	0.29	38	1.42	0.28	41	1.34	0.27	50
2000	1.56	0.32	36	1.52	0.30	39	1.43	0.29	46
2250	1.67	0.33	34	1.61	0.32	37	1.51	0.30	44
2500	1.75	0.35	32	1.69	0.34	35	1.60	0.32	42
3000	1.92	0.38	29	1.85	0.37	32	1.75	0.35	38
3500	2.08	0.42	27	2.00	0.40	30	1.90	0.38	35
4000	2.23	0.45	25	2.14	0.43	28	2.02	0.40	33
4500	2.36	0.47	24	2.27	0.45	26	2.14	0.43	31
5000	2.47	0.49	23	2.40	0.48	25	2.26	0.45	29
5500	2.59	0.52	22	2.51	0.50	24	2.37	0.47	28
6000	2.71	0.54	21	2.62	0.52	23	2.46	0.50	27

SUITE DE LA TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	CHUTES 2m 00			CHUTES 2m 50			CHUTES 3m 00		
	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute.	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute.
	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres	tours.	mètres	mètres.	tours.
500	0.68	0.14	107	0.66	0.13	121	0.64	0.10	133
600	0.75	0.12	98	0.72	0.14	110	0.70	0.14	129
700	0.81	0.12	91	0.78	0.12	102	0.75	0.12	112
800	0.87	0.17	85	0.88	0.17	93	0.80	0.16	105
900	0.92	0.18	80	0.89	0.18	90	0.85	0.17	99
1000	0.97	0.19	76	0.93	0.18	85	0.90	0.18	91
1250	1.08	0.22	68	1.01	0.21	72	1.00	0.20	84
1500	1.19	0.24	62	1.14	0.20	71	1.10	0.22	77
1750	1.28	0.26	57	1.23	0.25	64	1.19	0.24	71
2000	1.37	0.27	54	1.31	0.26	60	1.27	0.25	67
2250	1.45	0.29	51	1.39	0.28	57	1.33	0.27	63
2500	1.53	0.30	48	1.47	0.29	54	1.42	0.28	60
3000	1.67	0.33	44	1.60	0.32	49	1.56	0.31	54
3500	1.81	0.36	41	1.74	0.35	42	1.68	0.34	50
4000	1.96	0.39	38	1.86	0.37	43	1.80	0.36	47
4500	2.05	0.41	36	1.97	0.39	40	1.91	0.38	44
5000	2.16	0.42	34	2.08	0.40	38	2.01	0.40	42
5500	2.27	0.42	33	2. 0	0.44	37	2.11	0.42	40
6000	2.37	0.47	31	2.27	0.45	35	2.20	0.44	38
	3m 50			**4m 00**			**4m 50**		
500	0.62	0.12	145	0.60	0.10	153	0.59	0.12	160
600	0.67	0.12	133	0.66	0.12	144	0.65	0.12	153
700	0.72	0.12	123	0.71	0.14	135	0.70	0.14	142
800	0.79	0.16	116	0.76	0.16	125	0.74	0.12	134
900	0.83	0.17	108	0.81	0.12	117	0.79	0.16	126
1000	0.88	0.19	103	0.85	0.17	111	0.83	0.17	110
1250	0.97	0.18	92	0.95	0.19	100	0.93	0.19	102
1500	1.07	0.21	84	1.04	0.21	91	1.01	0.20	97
1750	1.12	0.23	78	1.12	0.23	84	1.10	0.22	90
2000	1.24	0.25	72	1.20	0.24	79	1.17	0.23	83
2250	1.31	0.26	68	1.28	0.26	74	1.24	0.25	80
2500	1.38	0.28	65	1.35	0.27	70	1.31	0.26	75
3000	1.51	0.30	60	1.47	0.29	64	1.44	0.29	69
3500	1.64	0.33	55	1.59	0.29	59	1.55	0.31	64
4000	1.75	0.35	51	1.70	0.34	55	1.66	0.33	60
4500	1.85	0.37	49	1.80	0.36	52	1.76	0.35	56
5000	1.95	0.39	46	1.91	0.38	50	1.86	0.37	53
5500	2.01	0.41	44	1.99	0.40	47	1.95	0.39	51
6000	2.11	0.40	42	2.09	0.42	45	2.03	0.41	49

SUITE DE LA TABLE

SERVANT A DÉTERMINER LES DIMENSIONS PRINCIPALES APPROXIMATIVES DES TURBINES EN DESSUS.

DÉPENSE d'eau en litres par seconde.	CHUTES 6m 00			CHUTES 7m 00			CHUTES 8m 00		
	Diamètre moyen de l'anneau	Largeur de l'anneau	Nombre de tours par minute	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute.	Diamètre moyen de l'anneau.	Largeur de l'anneau.	Nombre de tours par minute
	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.	mètres.	mètres.	tours.
75	0.22	0.044	466	0.21	0.042	522	0.20	0.040	577
100	0.23	0.050	403	0.25	0.050	452	0.24	0.046	500
125	0.28	0.056	361	0.28	0.056	405	0.26	0.052	447
150	0.31	0.060	329	0.31	0.060	369	0.29	0.058	408
175	0.34	0.068	305	0.33	0.066	348	0.32	0.064	378
200	0.37	0.074	285	0.35	0.070	320	0.34	0.068	354
250	0.41	0.082	256	0.39	0.078	286	0.38	0.076	316
300	0.45	0.090	233	0.42	0.084	261	0.42	0.084	289
350	0.48	0.096	216	0.46	0.092	240	0.45	0.090	267
400	0.51	0.102	200	0.50	0.100	226	0.48	0.096	250
450	0.55	0.110	190	0.53	0.106	213	0.52	0.102	236
500	0.58	0.116	180	0.55	0.110	202	0.54	0.108	224
600	0.63	0.126	165	0.61	0.122	185	0.59	0.118	204
700	0.68	0.136	153	0.65	0.130	171	0.63	0.126	189
800	0.73	0.146	143	0.70	0.140	160	0.68	0.136	177
900	0.77	0.154	134	0.74	0.148	150	0.72	0.144	167
1000	0.82	0.164	128	0.78	0.156	142	0.76	0.152	158
1250	0.91	0.182	114	0.88	0.176	128	0.85	0.170	141
1500	0.99	0.198	104	0.96	0.194	117	0.93	0.186	129

	10m 00			15m 00			20m 00		
75	0.20	0.040	683	0.18	0.036	923	0.17	0.034	1140
100	0.23	0.046	592	0.21	0.042	814	0.19	0.038	905
125	0.25	0.050	529	0.23	0.046	710	0.21	0.042	800
150	0.28	0.056	483	0.25	0.050	654	0.23	0.046	812
175	0.30	0.060	447	0.27	0.054	606	0.25	0.050	758
200	0.32	0.064	418	0.29	0.058	567	0.27	0.054	703
250	0.35	0.076	374	0.32	0.064	507	0.30	0.060	629
300	0.39	0.078	340	0.35	0.070	463	0.33	0.066	574
350	0.42	0.084	310	0.38	0.076	429	0.36	0.072	538
400	0.45	0.090	290	0.41	0.082	400	0.38	0.076	497
450	0.48	0.096	270	0.43	0.086	378	0.40	0.080	469
500	0.51	0.102	263	0.46	0.090	358	0.43	0.086	445
600	0.55	0.110	240	0.50	0.100	327	0.47	0.094	406
700	0.60	0.120	224	0.54	0.108	303	0.50	0.100	376
800	0.64	0.128	209	0.58	0.116	284	0.54	0.108	352
900	0.68	0.136	197	0.61	0.122	267	0.57	0.114	332
1000	0.72	0.144	187	0.65	0.130	253	0.60	0.120	318
1250	0.80	0.160	167	0.72	0.144	245	0.67	0.134	282
1500	0.88	0.176	153	0.79	0.158	207	0.74	0.148	257

A l'aide de ces tables, le problème proposé n'offre plus de difficultés, puisqu'il suffit de chercher dans la colonne des dépenses celle qui serait donnée pour trouver en regard, dans la série correspondant à la chute, le diamètre que devrait avoir la turbine ainsi que sa vitesse de rotation.

Cherchons, par exemple, quelle est la turbine qui convient à une chute de 5 mètres avec une dépense de 1500 litres d'eau par 1''.

On trouve dans la table même, page 402, que le diamètre moyen de l'anneau égale 1^m04, et sa largeur 0^m21. Sa vitesse égale 91 tours par minute.

Une fois cette première approximation obtenue, on comprend qu'il est facile de faire telles modifications qu'on le jugera nécessaire, mais que le point de départ a été très-bien déterminé.

Supposons, par exemple, que la vitesse ne soit pas convenable, et que l'on préfère 100 tours par minute; que faudrait-il faire?

La vitesse de rotation dépendant du diamètre moyen de l'anneau, si l'on conserve la même valeur au rapport des vitesses de l'eau et de la turbine, c'est évidemment le diamètre qu'il faut modifier.

On aurait donc, dans l'exemple proposé,

$$1^m04 \times \frac{91}{100} = 0^m946 \text{ pour le diamètre cherché.}$$

Ainsi l'opération se résume à multiplier le diamètre trouvé dans la table par la vitesse correspondante, et à diviser le produit par la vitesse proposée.

Maintenant la superficie de l'anneau étant une chose invariable, comme la dépense, il s'ensuit que la largeur, qui était de 21 centimètres par la table, va se trouver augmentée en raison de la diminution survenue dans le diamètre.

Cette largeur sera très-bien déterminée ainsi :

$$l = 21 \times \frac{1,040}{0,946} = 24 \text{ centimètres.}$$

Supposons, au contraire, que la vitesse donnée par la table soit trouvée trop forte; qu'au lieu de 91 tours on veuille que la turbine en fasse 70?

Les opérations ci-dessus seraient encore effectuées de la même façon et fourniraient les résultats suivants:

$$d = 1^m04 \times \frac{91}{70} = 1^m347$$

$$l = 21 \times \frac{1,04}{1,347} = 16 \text{ cent.}$$

Il est très-important de faire remarquer que les règles et les tables précédentes s'appliquent en supposant l'admission totale, c'est-à-dire sur toute la circonférence.

Par conséquent, si la vitesse demandée pour un cas déterminé était complétement en dehors de celle indiquée par la table, on supposerait l'admission partielle, et alors le diamètre serait calculé pour cette vitesse et celle de l'eau, indépendamment de toute autre considération.

Supposons une chute de 6 mètres et une dépense de 200 litres, pour lesquelles conditions la table indique, pour la turbine, un diamètre de 37 cent., et une vitesse de 285 tours par minute.

Si l'on devait adopter 100 tours au lieu de 285, tout en conservant le rapport 1/2 entre les vitesses de l'eau et de la turbine, on chercherait le diamètre correspondant, en opérant par la méthode habituelle (p. 295 et 399); soit :

$$V = \sqrt{19,62 \times 6^m} = 10^m 84;\ \text{et}\ d = \frac{1}{2}\left(\frac{60 \times 10,84}{3,1416 \times 100}\right) = 1^m 04.$$

Les autres dimensions de l'anneau seraient ensuite déterminées en vue de la dépense et d'une admission partielle convenable.

SUPPRESSION DU VANNAGE DANS LES TURBINES EN DESSUS

Dans un mémoire spécial sur ce genre de moteur, M. de Lacolonge exprime l'opinion qu'il serait possible de remplacer les anciennes roues du midi, qui rendent peu, ainsi qu'on le sait, et qui éprouvent de fréquents chômages par suite des variations de niveaux, par des turbines en dessus avec couronnes fixe et mobile, mais dont le vannage serait supprimé, afin de les ramener au degré de simplicité qui fait encore le mérite de ces anciens moteurs vis-à-vis des usiniers qui ont, pour ce motif, infiniment de répugnance à leur substituer les machines perfectionnées.

En émettant cette idée, l'auteur du mémoire ne dit pas qu'il y aurait un désavantage marqué, pour l'effet utile, à supprimer le vannage : il assure, au contraire, que des expériences ont permis de reconnaître que, quelquefois, le vannage compensait en perte, par l'irrégularité de son fonctionnement, l'économie que l'on aurait pu trouver par la réduction proportionnelle des orifices.

Nous partageons volontiers l'idée de remplacer des moteurs qui, dans les meilleures conditions, ne rendent guère plus de 20 à 25 p. 0/0 d'effet utile, par d'autres qui, même privés d'un organe important, rendraient au moins 50 à 55 p. 0/0.

Quant à supprimer le vannage dans tous les cas, cela n'aurait certainement pas le succès espéré. Il est vrai que l'ancien mode de vannage, au moyen de vannelles séparées, ne fonctionnait pas d'une façon irréprochable; mais on a vu qu'il a été remplacé par la fermeture en gutta-percha ou même par le papillon, ce qui, en favorisant l'admission partielle, laisse aux injecteurs ouverts leurs meilleures conditions d'agir et doit remédier aux inconvénients de l'ancien système.

Cependant nous recommandons l'examen approfondi du travail de M. de Lacolonge, que nous ne pourrions qu'amoindrir en essayant d'en faire un résumé.

Ce travail contient des renseignements précieux au point de vue du remplacement des anciens moteurs par les nouveaux, en les modifiant, dans le but d'obtenir le même degré de simplicité d'établissement que ceux auxquels on les substituerait, tout en leur faisant produire un effet utile presque double, quoique inférieur cependant à celui des appareils récemment améliorés.

ÉTUDE DE L'AUBAGE DES TURBINES JONVAL-KŒCHLIN

Construites par M. FOSSEY, ingénieur-mécanicien.

Les dispositions de ces turbines sont assez analogues aux précédentes, pour ne rien avoir à ajouter à leur égard au sujet des orifices de la dépense, capacité de l'aubage, la vitesse, etc. D'ailleurs, en les décrivant, dans le chapitre précédent, nous avons déjà montré les particularités qui les distinguent, justement au point de vue des dimensions des organes spéciaux.

Ce que nous désirons faire connaître, c'est la méthode employée par le constructeur, M. Fossey, pour déterminer la forme du double aubage.

Nous prendrons pour exemple la turbine à haute chute dont on a vu les dispositions d'ensemble (fig. 60 et 61), et dont, grâce à l'obligeance de cet ingénieur et de M. Maubert, nous possédons le tracé pratique, grandeur d'exécution, avec toutes les données de la plus grande exactitude. On peut donc compter que cette relation sera entièrement conforme à l'exécution et aux résultats obtenus.

TRACÉ GÉOMÉTRIQUE DES AUBES DE LA TURBINE A HAUTE CHUTE

REPRÉSENTÉE FIG. 60, PAGE 362.

Nous rappellerons que cette turbine fonctionne sous une chute de 11m90 de hauteur, en dépensant 250 litres d'eau par 1″. Aussi sa vitesse atteint-elle 400 révolutions par minute; et, avec le faible diamètre extérieur de 45 centimètres, elle est capable de développer une puissance effective de 25 chevaux.

La fig. 65 (p. 408) représente son double aubage suivant la section circulaire développée, et une coupe transversale passant par le centre de rotation.

Voici en quoi consiste la méthode suivie par le constructeur pour déterminer l'aubage de ses turbines et de leurs distributeurs, et l'application de cette méthode à la turbine dont nous nous occupons actuellement.

Les orifices du distributeur, en leur section minimum, sont calculés pour la dépense avec le coefficient égal à 0,75.

Ceux de la turbine sont calculés avec un coefficient plus faible et égal seulement à 0,50, pour que le fluide agisse uniquement par la libre déviation de la veine, et non par réaction.

La vitesse de rotation de la turbine est déterminée en donnant à son cercle moyen la moitié de celle due à la hauteur totale de la chute.

La forme des aubes du distributeur est basée sur les conditions suivantes :

1° L'eau doit entrer verticalement dans les aubes et en sortir dans une direction faisant un angle de 12 degrés avec l'horizon;

2° La veine fluide, sortant de l'aubage distributeur sous cette direction, doit venir

agir normalement sur les aubes de la turbine, c'est-à-dire que ce premier élément doit être perpendiculaire à la résultante des vitesses de l'eau et de la turbine.

Nous faisons remarquer immédiatement que cette dernière condition est tout à fait opposée aux principes admis, qui indiquent que le premier élément des aubes doit être tangent à cette résultante et non pas perpendiculaire.

Quant aux aubes de la turbine, leur dernier élément forme un angle de 19 degrés avec l'horizon.

Ces principes, appliqués à la turbine qui nous occupe, ont donné un diamètre moyen de $0^{m}360$ aux deux couronnes sur $0^{m}090$ de largeur d'anneau, la plus courte distance des aubes du distributeur étant de 25 millimètres, et celle des aubes de la turbine $17^{mill}5$.

Le distributeur n'ayant que 12 aubes contre 25 à la turbine, il en résulte que, conformément à ce qui a été dit ci-dessus, l'orifice total de la turbine est plus grand que celui du distributeur; car, la largeur dans le sens du rayon étant la même, on trouve comme largeur totale de chacun des orifices :

$$25^{mill} \times 12 = 300^{mill}, \text{ et } 17^{mill}5 \times 25 = 437^{mill}5.$$

Ces dimensions doivent être dans le rapport inverse des coefficients adoptés : 0,50 et 0,75; on trouve en effet,

$$\frac{50}{75} = 0{,}67, \text{ et } \frac{300}{437{,}5} = 0{,}68.$$

Le diamètre moyen étant égal à 0,36 et la chute à $11^{m}90$, ce qui donne pour la vitesse due à cette chute :

$$\sqrt{19{,}62 \times 11{,}90} = 15^{m}28 \quad (8).$$

La vitesse de rotation devient :

$$\frac{1}{2}\left(\frac{60 \times 15^{m}28}{3{,}1416 \times 0{,}36}\right) = 405{,}6 \text{ tours par } 1'.$$

On compte sur une vitesse ordinaire de 400 tours.

Ces conditions d'ensemble ainsi arrêtées, on a procédé au tracé de la manière suivante :

Aubes du distributeur. — Après avoir tracé les trois lignes qui indiquent les hauteurs que doivent avoir les deux aubages, on porte sur la ligne représentant le dessous de la turbine et le dessus du distributeur une distance A'A (fig. 65 ci-après), égale au quotient de la division de la circonférence moyenne par le nombre d'aubes que doit avoir le distributeur : soit ici 12.

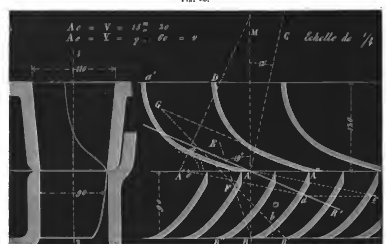
De l'un des points de division, celui A', par exemple, on décrit deux arcs de cercle dont l'un a pour rayon la plus courte distance à ménager entre deux aubes (ici 25 millimètres), et l'autre, le même rayon augmenté de l'épaisseur que ces aubes doivent avoir.

Du point de division voisin A, on trace une droite AC faisant avec la verti-

cale AM un angle de 12 degrés; puis on cherche sur cette ligne AC le centre d'un arc de cercle qui passe par le point A, et qui soit tangent en a à celui extérieur des arcs de cercle qui ont été décrits du point A'.



Fig. 68.



Cet arc de cercle A a représente la partie inférieure de l'aube, qui satisfait entièrement aux conditions proposées, comme direction et écartement d'une aube à l'autre.

L'épaisseur se trouve aussi déterminée par un second arc de cercle concentrique au précédent et tangent à l'arc intérieur décrit du point A'.

Maintenant, pour achever le tracé, on joint le point A' avec le centre de l'arc Aa par un rayon dont l'intersection D, avec la ligne représentant le plan supérieur du cercle des directrices, est le centre de l'arc aa' et de celui qui lui est concentrique pour marquer l'épaisseur. Ces deux arcs tracés tangents à ceux inférieurs, terminent l'aube, dont l'élément supérieur est ainsi vertical, conformément aux conditions arrêtées d'avance.

Tracé des aubes de la turbine. — La forme des aubes du distributeur étant déterminée, on peut tracer le parallélogramme des vitesses dont la diagonale servira à trouver la direction du premier élément courbe des aubes de la turbine.

Ce parallélogramme s'obtient, comme à l'ordinaire, en traçant la tangente Ac perpendiculaire à AC, puis en portant de A en c et de A en e des grandeurs proportionnelles aux vitesses V et v. (D'après le rapport adopté ici, la grandeur de Ae est juste égale à 1/2 Ac, puisque la vitesse de la turbine est réglée à la moitié de celle de l'eau).

Les droites ed et cd complétant le parallélogramme, la diagonale Ad représente

en grandeur et en direction la vitesse relative du fluide par rapport au déplacement des aubes de la turbine.

Contrairement à la théorie qui enseigne de rendre le premier élément des aubes réceptrices tangent à la résultante A*d*, nous avons dit que le constructeur rendait ce premier élément normal ou perpendiculaire à cette résultante. Voici comment on procède au tracé complet des aubes, pour satisfaire à cette condition ainsi qu'à l'écartement minimum et à l'inclinaison du dernier élément.

Après avoir porté les distances B″, B, B′, etc., comme on l'a fait à l'égard des directrices, en divisant la circonférence moyenne par 25, de l'un des points, B′, on trace les arcs de cercle qui correspondent à la plus courte distance (17mill 5), et à l'épaisseur du métal, puis on trace BE, inclinée à 19°, sur laquelle on cherche le centre F d'un arc de cercle B*b* tangent à l'arc de cercle extérieur, dont le rayon est B′*b*, et passant par B.

Joignant le centre F et le point B′ par un rayon que l'on prolonge, on cherche sur cette ligne le centre G d'un arc de cercle *b*A″, tel que le rayon GA″ soit parallèle à la diagonale A*d*, afin que le premier élément, en A″, soit dans la condition requise d'être normal à la direction relative de l'arrivée du fluide.

Pour obtenir GA″, on remarquera que le point A″ est situé sur une corde qui serait tracée de *b* parallèlement à la bissectrice de l'angle obtus, formé par les lignes A*d* et B′G. Il suffira donc de tracer cette bissectrice, et sa parallèle à partir du point *b* qui déterminera le point A″ par sa rencontre avec la ligne A′A″. La perpendiculaire élevée au milieu de *b*A″ rencontrant B′G donne en G le centre cherché.

Les aubes étant déterminées pour chacune des couronnes, il est aisé de comprendre comment on pourra répéter le tracé par tous les points de division, s'il s'agit, comme ici, de représenter un développement de plusieurs aubes.

Nous ferons remarquer encore que, différemment des turbines Fontaine, le distributeur a une plus grande hauteur que la turbine : le premier porte 120 millimètres et l'autre 90.

Cette particularité, que nous ne remarquons pas non plus à l'égard de la grande turbine représentée pl. 19, tient certainement à la grandeur de la chute dans celle-ci, où le fluide, animé d'une vitesse considérable, demande à être dirigé par des surfaces d'un développement suffisant pour diminuer les changements trop brusques de direction et les courtes courbures.

Du reste, le constructeur de ces turbines, pas plus que les autres, ne donne de règles expresses pour fixer la hauteur des couronnes. Pour nous expliquer cette lacune, nous ne pouvons qu'admettre l'une des deux raisons suivantes : que la chose est trop difficile à déterminer théoriquement et que l'on s'en rapporte à la pratique; ou qu'elle n'a pas d'importance, et qu'il est indifférent de donner une dimension ou une autre, pourvu qu'on ne s'écarte pas des proportions praticables.

Nous penchons pour cette dernière hypothèse, en nous rappelant que, dans les turbines qui ont été décrites jusqu'ici, les constructeurs ont toujours conservé, entre le diamètre et la section des anneaux, des relations qui ne s'écartent guère d'un point de comparaison déterminé, et que ces relations varient souvent, pour

les mêmes conditions de chute et de dépense, suivant que l'on veut régler la rotation à une vitesse plutôt qu'à une autre et que l'injection est partielle ou totale.

Mais nous devons insister sur la forme des aubes réceptrices qui sont normales au lieu d'être tangentes à la direction relative du fluide.

Il est certain qu'il doit se produire un choc et une perte d'effet utile correspondante; cependant le constructeur déclare, non-seulement que les turbines ainsi construites rendent autant que les autres, mais même qu'il a essayé de recourber ces aubes, quand la situation l'exigeait, pour les rendre tangentes, et qu'il n'a éprouvé que plus de difficultés d'exécution sans obtenir un meilleur résultat.

Nous ne chercherons pas à donner des raisons pour expliquer cette divergence entre la théorie et les praticiens entre eux; qu'il nous suffise d'avoir appelé l'attention sur ces faits, que les savants analyseront beaucoup mieux que nous ne saurions le faire.

Nous bornons là les considérations générales qui nous ont paru nécessaires pour arriver à la construction des turbines, considérant, au surplus, que la pratique doit être le guide infaillible et indispensable pour atteindre ce but.

Quant aux théories rigoureuses, à part leur complication, il nous semble que les irrégularités inévitables des fonctions pratiques d'un moteur font plus que d'absorber les petites quantités d'effet que l'on s'était donné infiniment de mal à ne pas négliger au moyen de calculs difficiles, hérissés de chiffres et de lettres françaises ou grecques.

Ce qui ne serait pas de la besogne perdue, ce serait de faire des expériences sérieuses dans lesquelles le jaugeage des volumes d'eau dépensés devrait être fait avec un tel soin qu'il ne pût exister le moindre doute dans l'exactitude des résultats. Puis, il faudrait ne pas choisir, pour opérer, le moment où la machine, sortant de chez le constructeur, est dans un état de marche tout à fait exceptionnel, qui ne peut pas servir de base à la marche ordinaire que l'on ne peut pas supposer dépouillée de certains défauts, en quelque sorte, fatals, et par conséquent inévitables.

On aurait peut-être ainsi le dernier mot sur le rendement pratique des turbines, au sujet duquel nous pouvons affirmer qu'il existe beaucoup d'incertitude, surtout parmi les personnes qui sont justement appelées à employer ces moteurs.

FIN DU CHAPITRE ONZIÈME.

CHAPITRE XII

TURBINES HYDRAULIQUES DE DIVERS SYSTÈMES

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DES DIFFÉRENTS GENRES DE MOTEURS HYDRAULIQUES

Les trois genres de turbines, qui viennent d'être décrits avec quelque détail, constituent réellement des types dont la presque totalité des autres systèmes n'en est qu'une dérivation plus ou moins proche.

Les différences les plus remarquables que l'on y rencontre se trouvent dans les moyens imaginés pour le vannage, qui est, la plupart du temps, le motif principal des nouvelles dispositions imaginées.

Quelle qu'en soit l'importance, les dispositions proposées depuis environ vingt ans sont très nombreuses; mais, disons-le sincèrement, peu ont été appliquées, du moins avec quelque succès.

Nous allons essayer de choisir quelques exemples parmi les systèmes les plus remarquables, soit par eux-mêmes, soit par le nom de leur inventeur, et les décrire d'une manière succincte. Nous avons pu donner des figures de beaucoup d'entre eux, tandis que nous ne ferons qu'une simple mention d'un certain nombre d'autres.

Nous devons cependant citer, plus particulièrement, les turbines de M. de Canson, à cause du grand nombre d'applications qui en ont été faites; possédant aussi des documents plus précis sur ces moteurs, nous avons cru devoir en donner une planche complète.

Enfin nous aurions voulu parler plus amplement d'une variété de turbines qui se distingue par l'admission de l'eau *en dessous*, c'est-à-dire qui a lieu de bas en haut.

Nous nous bornons à en donner un exemple, pensant qu'il sera suffisant pour faire comprendre les autres machines analogues. Ce modèle est d'une date très-récente, et présente quelques particularités intéressantes dans l'ensemble de sa construction.

Quant au classement suivi pour énumérer tous ces divers systèmes, à part la turbine de M. de Canson, par laquelle nous commencerons à cause de l'importance de l'article, nous avons adopté l'ordre chronologique, dans l'impossibilité d'en faire des catégories par genre.

Nous suivons cet ordre d'autant plus volontiers, du reste, qu'il présente l'avantage de faire connaître les perfectionnements, ou au moins les tentatives de perfectionnements, suivant leur côté historique.

TURBINES CENTRIFUGES DITES TURBINES RURALES

PAR M. E. DE CANSON

(PLANCHE 20)

M. E. de Canson, habile manufacturier à Annonay, bien connu pour ses importantes papeteries, a aussi imaginé une disposition de turbine centrifuge, qui se distingue surtout par la simplicité de sa construction.

Cet honorable industriel a eu également pour but de créer un moteur qui pût fonctionner avec des eaux chargées de gravier, comme il s'en rencontre quelquefois, et sans éprouver les détériorations qui en résulteraient inévitablement avec un moteur d'une construction plus délicate. C'est d'après ce dernier point de vue que l'inventeur a donné à sa turbine le nom de *turbine rurale*.

M. de Canson a fait connaître cette turbine par un brevet d'invention pris en 1847, où il faisait remarquer que ce moteur pourrait être employé, comme les anciennes roues horizontales, pour commander les moulins en plaçant la meule directement sur l'axe vertical de la turbine.

Comme caractères principaux, cette turbine se distingue par sa construction presque exclusivement en tôle, et par un nombre très-restreint d'injecteurs; elle n'en possède parfois qu'un seul, mais souvent deux ou quatre. Comme elle est souvent appliquée sur des hautes chutes, elle reçoit l'eau d'un réservoir clos par un tuyau de conduite, à l'instar de quelques autres turbines précédemment décrites.

On remarque également que le fluide arrive aux aubes réceptrices sans avoir suivi préalablement de courbes directrices, et qu'il arrive aux aubes de la turbine par la direction naturelle que lui donne l'orifice d'échappement.

Le mode général de construction adoptée permet, sans modifications importantes, de placer l'axe de cette turbine aussi bien horizontal que vertical. On peut donc ainsi simplifier la transmission du mouvement en adoptant plutôt l'un des deux modes que l'autre, suivant les circonstances.

Nous ajoutons un exemple où une turbine de ce système est posée horizontalement, et commande directement des piles à papier au moyen de courroies, les poulies motrices montées directement sur l'axe de la turbine.

Nous devons à l'obligeance de M. de Canson la communication d'un type de chacun des systèmes principaux qu'il emploie et qu'il a bien voulu nous permettre de faire figurer dans ce traité. Nous lui devons également de nombreux résultats d'expériences dont nous donnons quelques extraits.

TURBINE A AXE VERTICAL

(FIG. 1 A 4, PL. 20)

Cette turbine a été établie à Grosberty (Ardèche), dans la papeterie de MM. Montgolfier frères, où elle met en mouvement trois piles à papier. Elle a été construite, ainsi que la suivante, représentée sur les fig. 5 et 6, par M. E. Rosset-Bressand, constructeur à Lyon, d'après les indications mêmes de l'auteur.

La fig. 1, pl. 20, est une coupe verticale de la maçonnerie, laissant la turbine en vue extérieure;

La fig. 2 est une projection horizontale de la turbine isolée des maçonneries;

Les fig. 3 et 4 représentent en détails, coupes verticale et horizontale, la roue mobile et la partie inférieure correspondante du distributeur.

ENSEMBLE DE LA TURBINE

Nous avons conservé, autant que possible, l'ensemble des dispositions de l'établissement de cette turbine, en ce qu'elles présentent de particulier par l'emplacement auquel elle a été destinée, c'est-à-dire par des constructions en maçonnerie qui enferment le moteur comme dans une sorte de chambre en sous-sol, ou à peu près une cave.

La roue mobile A, se trouve disposée au-dessous d'une bâche fermée, en tôle, B, dans laquelle l'eau se rend par un conduit C, d'un même mode de construction.

La bâche B, pénètre à l'intérieur de la roue mobile, et y présente deux orifices rectangulaires D (fig. 3 et 4), par lesquels le fluide s'échappe pour arriver aux aubes réceptrices *a*.

L'arbre E, de la roue mobile, traverse la bâche B et la voûte en maçonnerie, au-dessus de laquelle il repose, par une forte embase rapportée F, sur un système de galets G, analogue à celui que nous avons montré précédemment à l'égard du moteur de M. de Mannoury d'Ectot et de la turbine en dessus de M. E. Fossey. Comme ces moteurs, la roue mobile est, ici, uniquement portée par ces galets, et ne possède aucun pivot inférieur ni supérieur.

L'ensemble de la turbine et de sa bâche se trouve donc établi dans une chambre en maçonnerie H, dont le fond constitue le canal de fuite, et la voûte sert de support au mécanisme.

Notre dessin indique bien le mode de suspension de la roue mobile : mais il n'en est pas de même de la bâche B, qui semble uniquement suspendue à l'extrémité de la conduite d'arrivée C. Or cette bâche doit être rattachée aux maçonneries par un système de tirants en fer, rivés après le corps cylindrique en tôle, et assez solidement pour qu'il ne se produise aucune variation dans le mécanisme.

Ces détails ne présentant pas d'intérêt, comme forme particulière, nous avons cru ne pas devoir les indiquer.

Pour revenir aux dispositions plus importantes du moteur, nous ferons remarquer que l'arbre vertical E, en traversant le réservoir B, est entouré d'un fourreau en tôle *b*, qui, étant parfaitement rivé avec les deux fonds, empêche toute fuite d'eau, et dispense d'une boîte à étoupe pour l'arbre. Celui-là n'est donc pas guidé dans la bâche; mais immédiatement au-dessus, il est retenu par un palier I, fixé à une traverse en chapente J, scellée dans la maçonnerie.

Un second support semblable I', lui forme son deuxième guide, entre l'embase F et l'engrenage de transmission K. Ce support est aussi rattaché à une pièce de bois J'.

Pour que le mécanisme de la turbine puisse être apprécié complétement dans son ensemble, il nous reste maintenant à expliquer son mode de mise en train et les organes qui constituent le vannage proprement dit.

Les orifices D, qui doivent livrer passage au fluide, de la bâche B à la roue mobile, sont munis tous deux d'un tiroir L, qui glisse horizontalement, et porte une crémaillère *c*, sur chacun de ses bords horizontaux. Ces deux crémaillères correspondent à deux pignons *c'*, montés sur un arbre vertical M, qui traverse la bâche B, entouré par un fourreau *d*, et porte à l'extérieur le pignon à vis sans fin N, qui doit le mettre en rapport avec le mécanisme de commande.

Par conséquent, si l'on fait tourner les axes M, dans le sens convenable, on ouvre ou on ferme les orifices D, par le déplacement des tiroirs L. Comme cette manœuvre doit avoir lieu simultanément pour les deux injecteurs, les axes M, sont reliés par un mécanisme qui rend leurs mouvements simultanés.

Ce mécanisme se compose, d'abord, d'un arbre horizontal O, portant deux vis sans fin N', qui engrènent avec les pignons N; puis d'un arbre vertical P, commandant celui O, par une paire de petites roues d'angle *e*; puis cet arbre P se trouve commandé, à son tour, par un autre arbre horizontal Q, sur lequel on peut placer une manivelle pour l'actionner, ou qui peut être mis en rapport avec un régulateur.

Ainsi que l'indique le dessin, le premier axe O est fixé sur la partie supérieure de la bâche B, d'où celui P s'élève et traverse la voûte pour pénétrer dans l'usine. C'est là qu'il rencontre le dernier axe Q disposé pour être à proximité de la main.

DÉTAILS D'EXÉCUTION

Roue mobile. La couronne A est composée d'aubes *a*, cylindriques, et rivées sur des cornières en fer entre une plaque annulaire *f*, aussi en tôle, et un disque de même nature, *g*, formant un fond plein circulaire. Ce fond se trouve boulonné avec un plateau en fonte en forme de cuvette, *h*, portant au centre un moyeu par lequel il est relié à l'arbre principal E.

Le bord intérieur et supérieur de la couronne des aubes est garni d'une cornière en fer *i*, servant à former un emboîtement à la bâche B, qui ne conserve sa forme circulaire que jusqu'en ce point, à partir duquel elle pénètre dans l'intérieur de la

turbine suivant une forme en S, ce que l'on peut très-bien reconnaître à l'aide de la coupe horizontale, fig. 4.

Bâche. La bâche B, constituant le réservoir de la turbine, est, comme l'ensemble de la machine, construite entièrement en tôle, si nous en exceptons les cadres pour recevoir les tiroirs L, qui doivent être en fonte à cause des ajustements nécessaires pour l'exactitude de leur fonction.

Le dessin (fig. 1 et 2) indique que cette bâche porte une très-forte tubulure B′, pour le raccordement avec la conduite C, qui amène l'eau.

La bâche est donc cylindrique dans toute sa partie extérieure jusqu'au point où elle se trouve entourée par la turbine. Mais à partir de cet endroit la partie pénétrante est contournée de façon à présenter les deux entrées D dans la direction du rayon, avec des vides directement opposés pour le dégagement du fluide.

Cette partie de la bâche, disposée pour les injecteurs, est formée de deux fonds en tôle *j* et *j′*, raccordés avec les côtés latéraux *k*, par des cornières en fer. L'ensemble se rattache, par la paroi supérieure *j*, au corps cylindrique de la bâche à l'aide d'un même mode d'assemblage.

Suspension de la turbine. Ce mécanisme a été suffisamment expliqué dans son ensemble pour qu'il ne soit pas nécessaire d'insister plus longuement sur les détails de construction. Quant à son fonctionnement, nous ferons remarquer, seulement, la disposition des grands galets G, dont les axes, très-courts, ont leurs supports disposés sur deux forts dés en pierre R; et l'embase rapportée F, qui est en fonte, mais garnie d'une semelle *l*, en acier ou en fer, fixée au moyen de vis, et qui peut être facilement remplacée en cas d'usure.

EXAMEN DES CONDITIONS DE MARCHE DE LA TURBINE REPRÉSENTÉE SUR LES FIG. 1 A 4, PL. 20

Cette turbine n'ayant pas de couronne d'injecteurs, la veine atteint les aubes de la roue mobile suivant la direction naturelle qu'elle prend en quittant chaque orifice distributeur. Ceux-ci ayant leurs ouvertures dirigées dans le sens du rayon, il en résulte que les filets d'eau extérieurs de la veine fluide sont, pour ainsi dire, dirigés tangentiellement au cercle intérieur de la roue mobile; les filets moyens ne peuvent pas avoir cette direction, mais ils forment néanmoins un très-petit angle avec la circonférence qu'ils rencontrent.

Par conséquent, le premier élément courbe des aubes étant à peu près perpendiculaire à la circonférence intérieure, elles sont frappées presque normalement par le fluide.

Il est évident que ce mode de construction n'exige que peu de précision dans le tracé, et que l'action du fluide se maintient, à peu près dans les mêmes conditions, malgré des changements notables, soit de vitesses pour une même chute, soit même de chute et de dépense pour une même turbine, ce que les expériences ont en effet prouvé.

Maintenant cherchons, en résumé, ce que peut produire cette machine dans de certaines conditions. Supposons, par exemple, une hauteur de chute de 5 mètres, afin d'en déduire la quantité d'eau qu'elle pourrait dépenser sous cette chute.

Chaque orifice D présente 10 centimètres de largeur, lorsque le registre est complétement ouvert, sur 24 de hauteur verticale.

Avec une chute totale de 5 mètres, la roue mobile ne faisant que râser le niveau inférieur, la charge sur le centre de l'orifice peut être évaluée à 4^m60, dont la vitesse initiale égale 9^m50 (8).

D'après les règles relatives aux dépenses d'eau (38), et en prenant pour coefficient 0,601 (46), la contraction supposée complète, on trouve pour le débit maximum de chacun des orifices,

$$1^d \times 2^d4 \times 95^d \times 0{,}601 = 137 \text{ litres par } 1'',$$

soit 274 litres ou kilogrammes, pour les deux injecteurs.

La puissance utile, en admettant 0,65 de rendement, serait donc égale à :

$$\frac{274^k \times 4^m6 \times 0{,}65}{75} = 11 \text{ chevaux.}$$

Quant à la vitesse qui donne le maximum d'effet, elle semble correspondre à la moitié de celle de l'eau; mais nous avons dit qu'elle pouvait varier en deçà et au delà de ce terme sans que le rendement s'en trouvât notablement affecté.

TURBINE A AXE HORIZONTAL

(FIG. 5 ET 6, PL. 20)

Après la description de la turbine précédente, les figures qui représentent celle-ci pourraient même dispenser d'une mention spéciale à cause de la similitude qui existe entre les deux. Nous insisterons néanmoins sur les différences qu'elles présentent.

La turbine à disque vertical est montée chez M. Johannot, fabricant de papier à Annonay, où elle met deux piles en mouvement, par une commande directe, au moyen de poulies et de courroies.

La fig. 5 en est une vue extérieure, les maçonneries seules en coupe;

La fig. 6 est une coupe verticale passant par le milieu de la largeur de l'anneau mobile et perpendiculairement à l'axe.

Dans ces deux figures, les pièces semblables à celles de la turbine précédente portent les mêmes lettres : il sera donc très-facile de les reconnaître.

On remarque d'abord que cette turbine ne possède qu'un seul injecteur disposé à la partie inférieure du disque. Cet injecteur est bien dirigé suivant le rayon, comme l'indique la fig. 6; mais au lieu qu'il soit justement placé sur l'axe vertical, on aurait dû l'indiquer incliné, et un peu à droite, pour être entièrement conforme à l'exécution.

C'est une rectification qu'il suffit de mentionner pour qu'elle soit parfaitement comprise.

L'axe E est porté simplement par deux paliers I fixés sur des dés en maçonnerie entre lesquels sont placées les poulies K, correspondant chacune à celle qui se trouve montée sur l'axe du tambour de la pile à papier. Les deux poulies K pourraient au besoin être remplacées par une seule d'une largeur suffisante.

TURBINE A HAUTE CHUTE

(FIG. 7, PL. 20)

Cette machine est remarquable par son mode de construction qui diffère d'une manière notable de ce que nous avons vu jusqu'ici.

Elle est alimentée par un conduit unique B, dont l'ouverture inférieure pénètre à l'intérieur de la roue mobile A et injecte l'eau en un seul point de sa circonférence.

L'axe E de la roue est monté dans ses supports H fixés sur une console en fonte C, qui peut être retenue par des boulons sur une assise D, en charpente ou en maçonnerie.

A part les paliers H, qui ne servent que de guides, l'axe E est supporté, comme précédemment, par son embase F, sur un galet G, dont l'axe tourne dans un collet ménagé à la console C, à laquelle se rattache également le conduit vertical B, d'où il résulte que cette pièce devient l'unique base de tout l'appareil.

Aussi est-il indifférent de placer le tout verticalement ou horizontalement suivant la disposition de l'axe qui reçoit directement la commande de la turbine.

La transmission a lieu par courroie, l'axe F portant une poulie I.

En résumé, rien de plus simple que cette petite turbine, dont le prix ne peut être que très-réduit.

Ses petites dimensions permettent de la placer partout où le conduit d'eau peut être amené. Si elle se trouve à l'intérieur d'un atelier, on a le soin de la faire pénétrer librement dans un vase, qui reçoit l'eau et la laisse s'écouler par une ouverture ménagée à cet effet. On évite par là le rejaillissement qui est considérable auprès de ces moteurs à grande vitesse. (On sait que le fluide ne s'écoule pas, en pareil cas, aussi paisiblement que semble l'indiquer notre dessin, et que l'eau forme comme un brouillard autour de l'appareil.)

DIMENSIONS ET CONDITIONS DE MARCHE

Il a été fait un grand nombre d'expériences sur cette turbine, ainsi que sur une autre analogue, qui est un peu plus grande de diamètre. On a effectué ces expériences avec grand soin, en faisant varier les dépenses, les chutes et les vitesses.

Les chutes étaient mesurées à l'aide d'un manomètre métallique, moyen très-ingénieux et tout à fait convenable pour de grandes charges, alors que le fluide est reçu dans un réservoir à eau forcée.

Les volumes d'eau ont été estimés au moyen d'un réservoir jaugé d'avance, précisément comme nous avons donné le conseil de le faire (p. 290), et d'une montre à seconde servant à mesurer le temps qu'il mettait à se remplir.

Des nombreuses séries d'expériences, ainsi exécutées, nous avons formé le tableau suivant, qui en donne les résultats moyens, ainsi que les conditions et dimensions des deux turbines.

TABLEAU

DES RÉSUMÉS D'EXPÉRIENCES EXECUTÉES SUR DEUX TURBINES DE CANSON, ET SOUS DES CHARGES ET CHUTES DIVERSES.

CONDITIONS DE MARCHE DES DEUX TURBINES.	DIAMÈTRE EXTERIEUR 0m 32		DIAMÈTRE EXTÉRIEUR 0m 20	
	NOMBRE D'AUBES 64		NOMBRE D'AUBES 32	
Hauteur de chute	4m 03	6m 20	5m 70	14m 67
Dépense d'eau par 1''	4k à 4k 40	4k à 6k 20	1k 38 à 1k 82	1k 20 à 1k 90
Vitesse normale de rotation	160t à 210	330t à 420	550t à 850	800t à 1400
Effet utile	0,65	0,72	0,65 à 72	0,72 à 0,70

Par conséquent, la première turbine à pleine dépense et sous la chute maximum développait une puissance utile de :

$$\frac{6^{m}20 \times 6^{k}20 \times 0{,}72}{75} = 0{,}37 \text{ chevaux.}$$

La plus petite, c'est-à-dire celle représentée par la fig. 7 de la pl. 20, produisait :

$$\frac{14^{m}67 \times 1^{k}9 \times 0{,}70}{75} = 0{,}26 \text{ chevaux.}$$

Ces résultats sont certainement très-avantageux, et si ce n'eût été le mérite de l'expérimentateur et le soin qu'on a apporté aux expériences, nous aurions hésité à en faire mention.

Dans tous les cas, on peut faire observer que la simplicité de construction de ces turbines doit être un motif puissant pour favoriser l'extension de leur emploi.

D'ailleurs, nous rappelerons que l'auteur a eu également pour but de les appliquer aux eaux chargées de vases ou de graviers, dans lequel cas un moteur plus délicat par ses organes fonctionnerait difficilement.

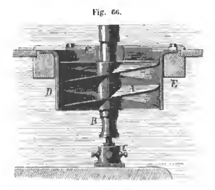
Beaucoup de ces turbines ont été posées en France, en Algérie et à l'étranger. Au 1er janvier 1856, on en comptait 265, dont une partie notable en France.

TURBINE A HÉLICE

PAR M. BOURGEOIS

Il a été appliqué dans une usine des environs de Paris, il y a plusieurs années, un système de turbine proposé par M. Bourgeois, en 1845, et dont la partie qui constitue le récepteur est une véritable hélice, à deux filets A (fig. 66), disposée verticalement (1).

Fig. 66.



Les filets, qui sont réellement deux lames gauches héliçoïdales, sont fondus avec un manchon cylindrique claveté sur l'arbre moteur B; ils forment chacun un tour complet. L'hélice est renfermée dans un cylindre en fonte D, alésé au diamètre de l'hélice avec 2 millimètres de jeu, et se trouve boulonné sur le plancher en charpente E qui sépare la chambre d'eau du bief inférieur. Le système du montage étant à pivot supérieur, l'arbre B est creux et traversé par la tige fixe en fer qui vient prendre son point d'appui dans un support à vis de centrage C, et porter le pivot à sa partie supérieure, comme dans les turbines Fontaine.

Quant à l'arbre tournant, il est guidé par ce pivot même et par deux boitards dont l'un est au-dessus du pivot et l'autre est ménagé dans un croisillon F fixé sur la bâche D.

Pour comprendre, d'après cela, le mode d'action du fluide sur la roue, il suffit

(1) Cette idée de turbine héliçoïdale a été émise par plusieurs personnes et en particulier par M. Cartier, mécanicien, il y a une vingtaine d'années.

de considérer la pression que la colonne d'eau exerce sur l'hélice, pression qui se décompose en plusieurs directions par l'effet du plan incliné que forme l'hélice, et par la résistance des supports qui empêche le moteur de prendre un mouvement vertical.

En effet, l'une des résultantes de la pression verticale est dirigée perpendiculairement à la surface de l'hélice, d'où il résulte deux composantes : l'une dirigée verticalement, mais détruite par la résistance des supports, et l'autre horizontale sous l'influence de laquelle l'hélice prend son mouvement de rotation.

L'arrêt de la turbine et sa mise en marche s'opèrent en empêchant l'écoulement du fluide ou en le favorisant, au moyen d'une vanne qui met en communication, à volonté, le bief d'aval et l'espace réservé au-dessous de la turbine : elle ne possède donc aucun autre moyen de régler la dépense de l'eau.

EXAMEN DES CONDITIONS DE MARCHE

A défaut de données précises sur l'effet utile de ce genre de moteur, nous chercherons simplement ce qu'en peuvent être les effets en comparant sa construction avec celle des autres systèmes connus et expérimentés.

Déjà il est permis de supposer qu'il est difficile, avec la turbine en hélice, que l'eau ne conserve pas une notable vitesse à sa sortie, attendu qu'aucun élément de la partie qui reçoit l'action de l'eau n'est dirigé horizontalement, ou à peu près dans cette direction, ainsi que, comme nous l'avons vu (page 372), il est nécessaire que cela soit, d'après la théorie de Borda; les mêmes considérations nous apprennent que la vitesse conservée par l'eau à sa sortie représente autant d'effet utile perdu.

D'autre part, la position de l'hélice, par rapport à ses points d'appui, indique suffisamment qu'une portion plus ou moins grande de l'effet dû à la pression du fluide est détruite par la résistance que ces mêmes points opposent au mouvement vertical que tout l'appareil prendrait s'il n'avait pas de supports.

Or la plus petite vitesse que l'eau puisse conserver à sa sortie correspond à la plus faible inclinaison que l'on donnerait à l'hélice ainsi qu'une très-grande vitesse de rotation. Mais la plus faible inclinaison correspond aussi à la plus grande perte par la pression sur les points d'appui, puisque, si les filets étaient infiniment peu inclinés, les points d'appui absorberaient la pression totale du fluide et l'appareil ne tournerait pas.

Par conséquent, on est obligé de rester dans de certaines limites, qui, pour la turbine actuelle, constituent les conditions de marche suivantes :

Chute..	3m20
Vitesse qui lui est due..	7 92
Diamètre extérieur de l'hélice....................................	1 06

Diamètre du noyau..	0m25
Diamètre moyen, pris au milieu de la largeur de la surface gauche.	0 71
Inclinaison du filet sur ce diamètre moyen........................	20°
Nombre de tours de la turbine par minute.........................	100t
Vitesse à la circonférence moyenne..............................	3m43
Rapport des vitesses de l'eau et de la turbine.....................	0 43

Si l'on exécute un tracé géométrique avec ces données pour base, on trouve que l'eau conserve à la sortie une vitesse qui n'est pas moindre de 4 mèt. par seconde : tel est, au moins, le résultat déduit du tracé, et qui pourrait très-bien n'être pas entièrement conforme avec l'expérience.

Mais des faits à notre connaissance viennent à peu près corroborer ce résultat théorique.

Nous avons été appelé pour assister à quelques essais pratiques dont ce moteur a été l'objet, il y a quelques années. Or nous remarquions déjà la grande vitesse conservée par l'eau, lorsqu'un mécanicien de la localité, frappé de cette circonstance, eut l'idée de combiner un moteur particulier dans lequel l'eau, après avoir agi sur un premier récepteur, agirait de nouveau sur un autre placé immédiatement au-dessous.

(Voir Brevet Lément, du 24 juin 1847).

Ces faits sont suffisants pour permettre de croire au résultat obtenu par la théorie.

Du reste la pratique n'a pas consacré l'emploi général des turbines en hélice, dont la simplicité pouvait être un motif pour les faire adopter si leur rendement avait été tel qu'on eût pu le désirer.

TURBINE EN DESSUS A VANNAGE ANNULAIRE

Par M. ANDRÉ (de Thann)

M. André, ingénieur distingué, s'est aussi occupé des turbines, et s'est fait breveter, en 1846, pour quelques perfectionnements que nous allons indiquer sommairement.

Adoptant la disposition en dessus des turbines Fontaine et Kœchlin, il s'était attaché à démontrer que l'on devait donner aux turbines la forme rigoureuse indiquée par la théorie, c'est-à-dire de rendre le premier élément courbe des aubes réceptrices tangent à la résultante des vitesses de l'eau et de la turbine, au lieu de le faire normal à cette direction, comme on semblait le faire généralement, et comme on le fait encore quelquefois.

Fig. 67.

Il indiquait, à cet égard, le tracé ci-contre (fig. 67), dans lequel il est aisé de reconnaître que le premier élément courbe des aubes de la couronne mobile est dans la direction de la diagonale *ad* du parallélogramme *abdc*, la vitesse de l'eau étant représentée par *ab*, et celle de la turbine par *ac*.

Le centre *h*, de la courbure supérieure d'une aube, est, en effet, sur la perpendiculaire *fg* à la diagonale *ad*, et celui *i*, de la courbure inférieure, sur une droite passant par le premier centre *h*.

Quant au centre *e* de courbure des aubes distributrices, il est pris sur la rencontre d'une perpendiculaire *ae* à *ab* avec la ligne du plan supérieur de la couronne mobile.

Après plusieurs dispositions proposées, M. André a imaginé un mode de vannage particulier qui serait appliqué à des turbines à aubages multiples. C'est surtout de cette partie de son invention que nous parlerons avec quelques détails, comme présentant des conditions intéressantes.

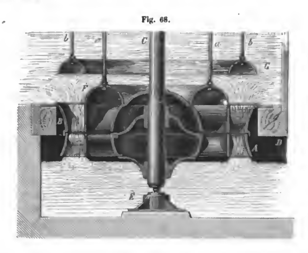
Il a été fait un très-grand nombre de tentatives ou essais de vannages appliqués

aux turbines, parmi lesquels on n'en distingue qu'un petit nombre ayant eu quelque chance de réussite; nous croyons que celui de M. André est de ces derniers, ce qui nous engage à en parler un peu en détail.

La figure 68 représente, en section verticale, une turbine en dessus, à double aubage, munie du vannage en question, d'après les communications de l'inventeur lui-même, M. André.

A part le vannage, dont nous allons parler dans un instant, on voit que c'est une turbine du genre Fontaine, c'est-à-dire, composée des deux organes principaux, la couronne mobile A avec son distributeur fixe B qui lui est superposé et boulonné sur le plancher D de la chambre d'eau, le fluide traversant verticalement les deux couronnes.

Fig. 68.



La roue mobile est supposée ici montée sur un axe plein C, ayant sa crapaudine E à la partie inférieure. Mais cette particularité n'a pas d'importance, attendu qu'on peut y adapter, sans rien changer à l'ensemble, la suspension par la partie supérieure, ainsi que dans toutes les turbines Fontaine.

Voici maintenant en quoi consiste le vannage appliqué à chaque compartiment du distributeur :

Ce sont deux demi-tores creux en fonte F et G, qui viennent se reposer sur la partie supérieure de la couronne fixe et recouvrir respectivement chaque compartiment d'aubage.

Ces deux pièces sont rattachées par des tiges verticales *a* et *b* à un mécanisme supérieur qui permet de les abaisser ou de les relever à volonté, et séparément, suivant que l'on veut arrêter le moteur ou le mettre en marche.

Sur le dessin (fig. 68) on a supposé justement que le compartiment intérieur

soit clos par son anneau F, celui extérieur restant seul en fonction pour l'instant. Il est évident que le contraire pourrait aussi bien avoir lieu, ou encore, que les deux compartiments fussent ouverts ou fermés simultanément.

Il se présente bien là une petite difficulté d'ajustement, c'est que la cloison qui sépare les deux aubages ne pouvant pas être très-épaisse, les deux anneaux qui viennent s'y reposer tous deux doivent être taillés en biseau sur le bord pour ne pas former ensemble plus d'épaisseur que la cloison elle-même.

Néanmoins, cette légère objection écartée, la construction en est très-praticable. On a soin, du reste, de ménager des guides verticaux, que la figure ci-dessus n'indique pas, et qui dirigent les deux vannes dans tous les points de leur course, afin qu'ils reviennent toujours bien à leurs places.

Il est évident que la forme en lore a été adoptée, dans ce cas, afin de préparer le fluide pour son introduction dans les aubes quand l'un des compartiments seul est ouvert, et surtout, de diminuer la résistance que l'on éprouve en soulevant chaque vanne au commencement de la levée.

C'est aussi la forme la plus favorable à la résistance, sous la pression du fluide, qui devient considérable avec de hautes chutes.

Cependant cette forme ne pouvait pas empêcher qu'au premier moment de la levée on éprouvât un léger excès de résistance due à la faible colonne d'eau soulevée par l'atmosphère en supposant la turbine légèrement noyée.

Mais cet inconvénient devait disparaître aussitôt que l'écoulement commençait à s'effectuer, c'est-à-dire la vanne soulevée d'une très-petite hauteur.

Il est bon de remarquer que ce système de vannage ne peut pas agir progressivement; autrement dit, un compartiment ne peut être ainsi qu'entièrement ouvert ou fermé sur toute sa circonférence. La levée de chaque anneau doit même être suffisante pour que le fluide passe très-librement au-dessous de lui et vienne s'introduire pleinement dans l'aubage sans remous ni contraction.

En résumé, les défauts de ce système sont compensés par une très-grande simplicité. Peut-être pourrait-il encore trouver quelques applications, lorsqu'on n'a pas affaire à un cours d'eau susceptible de variations fréquentes et à de hautes chutes, ou bien, lorsque le genre de travail n'exige pas ce degré de régularité qui nécessite à tout instant le jeu d'un régulateur spécial, dont ce système de vannage ne peut pas comporter l'applicatiou.

TURBINE EN DESSUS AVEC VANNAGE A TIROIR

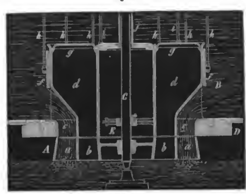
Par M. CH. LOMBARD, ingénieur

M. Ch. Lombard est l'auteur d'une théorie des turbines et d'un système particulier de ce genre de moteur.

Ne voulant pas chercher à entrer dans l'appréciation des diverses théories pures, plus que nous ne l'avons fait jusqu'à présent, nous devons nous contenter de décrire la machine dans ses dispositions extérieures, laissant aux ingénieurs et aux constructeurs le soin d'examiner si la disposition par laquelle elle se distingue est préférable à celle des machines analogues.

Le brevet, pris pour cette disposition particulière de turbine par M. Ch. Lombard, date de 1849.

Fig. 69.



La fig. 69 représente, en coupe verticale, la partie principale du mécanisme de cette turbine, c'est-à-dire la couronne mobile et son distributeur muni du vannage, en supprimant toute la partie supérieure qui comprend les organes directs de transmission ainsi que les appareils ou engins destinés à la manœuvre des vannes.

A la première inspection de la figure on reconnait que cette turbine reçoit l'eau verticalement et la dépense de même, comme les turbines Fontaine. Mais elle diffère de ces dernières par plusieurs points que nous ferons particulièrement ressortir.

La roue mobile A se compose, d'abord, d'une zone extérieure garnie d'aubes

réceptrices *a*, à l'intérieur de laquelle se trouve un compartiment annulaire *b*, tout à fait dépourvu d'aubes. Il n'est traversé, en effet, que par quelques bras qui relient la zone extérieure au tambour central où se trouve ménagé le croisillon en fonte par lequel l'ensemble de la couronne mobile est rattaché à l'axe moteur C.

Les cloisons distributrices *c* sont ménagées à la partie inférieure d'un corps cylindrique en tôle ou en fonte B, établi à demeure au-dessus du plancher D, qui forme le fond de la chambre d'eau.

La paroi circulaire intérieure de la couronne des directrices, s'évasant en cône au-dessus du plan de l'anneau, va rejoindre la surface cylindrique de la bâche B, de façon que l'entrée de l'eau a lieu latéralement par cette surface, qui présente alors une voie circulaire ouverte, mais divisée par des cloisons verticales correspondant à la division des orifices injecteurs, chacun d'eux ayant ainsi son entrée particulière sur cette voie latérale.

La disposition donnée aux entrées des injecteurs a permis de faire aisément usage de vannes partielles fonctionnant, ainsi qu'on l'a vu précédemment pour d'autres turbines, isolément ou ensemble.

Chaque orifice vertical est muni d'un tiroir *f*, de forme plane, qui s'élève contre la surface extérieure de la bâche B, et que l'on peut manœuvrer du haut à l'aide d'une tringle spéciale *h*. Ce tiroir doit glisser, comme un registre ordinaire, dans des coulisses disposées à cet effet.

Le vide intérieur de la bâche B est utilisé pour un service tout exceptionnel et qui ne se rencontre dans aucune autre disposition.

On remarque, d'abord, un compartiment cylindrique central ménagé exclusivement pour le passage de l'axe C, qui y trouve son premier guide ou boitard, E, appartenant à un croisillon rattaché à la paroi cylindrique. Cette capacité intérieure est fermée en haut par un plateau en bois supportant un fourreau *j* pour isoler l'arbre C du fluide qui entoure tout l'appareil.

L'espace vide *d*, qui existe entre les deux enveloppes cylindriques, est mis exactement en rapport par sa partie inférieure avec la zone libre *b*, appartenant à la roue mobile, et dont nous avons parlé ci-dessus. Cette capacité *d* étant fermée à sa partie supérieure par un couvercle annulaire *g*, que l'on peut enlever à volonté par des tiges verticales *i*, il en résulte que l'intérieur de la bâche et la zône libre *b* de la turbine peuvent être employés à laisser échapper les eaux, que le moteur soit ou non en fonction, comme on le ferait par une vanne de décharge sans la faire agir sur le moteur, propriété bien particulière à cette disposition.

Nous n'ajouterons rien à cette courte description, sinon que la turbine de M. Lombard a été appliquée particulièrement à Crissen, sur le Doubs, où elle est employée à faire mouvoir un moulin à blé de huit paires de meules, et qu'elle a été l'objet d'expériences très-précises de la part de l'auteur (1).

(1) Les résultats de ces expériences, ainsi qu'un mémoire très-complet de M. Lombard, ont été publiés dans le IIe vol. du *Génie industriel*.

TURBINE CENTRIFUGE A VANNAGE RATIONNEL

Par M. CH. HUOT, ingénieur

On a vu combien il est nécessaire de pouvoir modifier la section de l'aubage d'une turbine sans altérer les conditions du passage du fluide, et aussi combien il a été fait de tentatives en vue de ce résultat.

En 1852, M. Huot, ingénieur et manufacturier tout à la fois, a fait connaître un système de construction, pour les turbines centrifuges, qu'il avait imaginé précisément dans l'intention d'appliquer un nouveau vannage, qui devait éviter les inconvénients que celui de M. Fourneyron ne pouvait atténuer complétement, malgré la division de la couronne en plusieurs compartiments; ce dernier ingénieur n'avait pas encore proposé le vannage perfectionné dont nous avons parlé (p. 299) à propos de ses turbines pléodynamiques.

Le système de M. Huot présente de l'analogie avec celui proposé par M. Cadet-Colsenet en 1847; il s'agit encore de lames découpées suivant la forme des aubes réceptrices, et qui peuvent s'abaisser plus ou moins, sans laisser à leur intérieur des vides qui ne pourraient être remplis par la veine fluide sortant des orifices injecteurs.

En un mot, c'est un vannage qui agit simultanément sur ces derniers orifices et dans toute l'étendue de l'aubage de la couronne mobile. Le mode de construction, auquel il a donné lieu, présente quelques particularités intéressantes, ce qui nous engage à en donner une figure, tout imparfait que l'ensemble puisse être considéré au point de vue d'une pratique achevée.

La fig. 70 (p. 428), qui représente cette disposition de turbine, en coupes verticale et horizontale, indique, d'abord, que le vannage placé extérieurement du conduit adducteur B a permis de donner à ce dernier une forme entièrement différente de ce que l'on a pu voir précédemment.

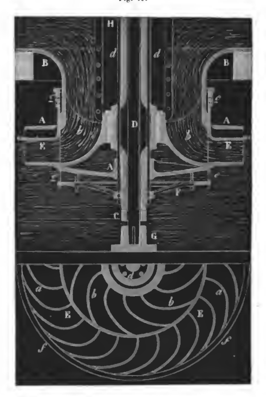
Ce conduit étant fixé, comme à l'ordinaire, sur le plancher qui forme le fond de la chambre d'eau, porte, fondues avec lui, toutes les courbes directrices *b*, et, par conséquent, un fond fixe courbe s'ouvrant à son centre pour le passage de l'arbre moteur C. Le plateau fixe, indépendant, de la turbine primitive de Fourneyron, se trouvant supprimé ainsi que le support cylindrique porte-fond, l'emploi d'un arbre creux avec son support intérieur D, pour l'application du pivot supérieur, ne présentait plus de difficultés : aussi s'est-on empressé d'adopter ce système.

La couronne mobile A, disposée comme à l'ordinaire, le vannage nouveau est composé d'une série de lames coudées E, reliées à leurs parties supérieures par une même ceinture *c*, ainsi que par un cercle en fer plat *f* en dehors de la couronne mobile, et qui se trouvent engagées dans chaque intervalle des aubes dont elles épousent exactement la forme.

Si nous négligeons, pour l'instant, les moyens employés pour faire mouvoir cette vanne ainsi construite, et qui tourne avec la turbine, on voit que dans toutes ses positions les parois de chaque orifice ne présenteront aucune solution de continuité, et que le fluide devra s'écouler *à gueule bée*, exactement comme l'indique notre vignette, la forme arrondie du coude et la courbure du fond fixe se combinant encore pour favoriser l'écoulement.



Fig. 70:



Le principe complet de cette disposition particulière réside dans ce simple exposé ; ce que nous allons ajouter de relatif au mécanisme n'a donc pour but que de faire connaître les procédés qui ont été proposés pour vaincre certaines difficultés inhérentes au système en lui-même.

En effet, par l'obligation où l'on se trouve de faire tourner la vanne avec la turbine, son mécanisme est soumis à la même condition, et même il est indispensable, pour ainsi dire, que les organes de transmission avec la partie supérieure, qui le sont également, se trouvent en quelque sorte dépendants de l'arbre moteur. C'est, du reste, le moyen qui a été employé.

Le vannage E, dans son ensemble, est rattaché à plusieurs tringles verticales *e* qui traversent le fond de la couronne mobile A et dont le passage est ménagé vis-à-vis des épaisseurs que présentent les aubes, afin de ne pas obstruer le chemin du fluide en plein orifice. Au-dessous de la turbine, ces tringles sont reliées à un disque commun F qui entoure l'arbre C en son centre et tourne avec lui.

Il est alors suspendu en ce point à six tiges *d*, qui sont accolées à l'arbre et s'élèvent dans toute sa hauteur jusqu'au plancher où se trouve placé le mécanisme mis à la portée du conducteur de la machine. La partie de ce mécanisme, qui établit le point d'attache de ces tringles, se compose d'un plateau reposant sur des galets qui peuvent s'élever avec leur table de roulement en enlevant le plateau qu'ils supportent, au moyen d'un système de vis reliées par des chaines ou des engrenages pour leur communiquer un mouvement simultané.

Par conséquent, pour changer la position de la vanne, on fait marcher ces vis, ce qui fait élever ou abaisser la table des galets ainsi que ces derniers, dont le mouvement est suivi par le plateau tournant auxquel sont rattachées les tiges *f*. Celles-ci entraînant avec elles le disque F qu'elles supportent, sa liaison avec la vanne par les tringles *e* accomplit la modification requise.

Comme détails, il reste à faire remarquer que les tringles *d* doivent traverser le moyeu de la turbine, et qu'à l'endroit des collets de l'arbre C, celui-ci a été renflé pour leur ménager un passage tout en atteignant la surface du collet en bronze.

Enfin, mentionnons encore un fourreau H en tôle et en deux parties pour isoler l'axe tournant du contact de l'eau.

Tout ceci suffira pour faire comprendre le principe de ce perfectionnement qui a pour lui la justesse du motif, et même qui s'est trouvé réalisé depuis, quoique sous des formes différentes. On pourrait même rappeler une disposition analogue proposée antérieurement par M. Krafft, et dont nous avons parlé à la suite de l'article sur les turbines Cadiat (p. 308).

Nous avons dit que la construction attribuée ici à la turbine de M. Huot, ne pouvait pas concorder exactement avec ce qui a été fait ou ce qu'il serait possible de faire pour une bonne exécution. Nous avons seulement voulu faire comprendre l'ensemble des fonctions et le but que l'on s'est posé d'atteindre : il est évident que l'on pourrait y arriver avec des dispositions un peu différentes, qui rempliraient cependant les principales conditions du problème.

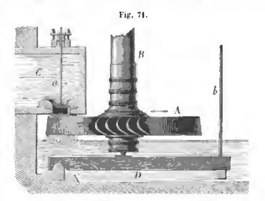
Le fond fixe, devenu partie intégrante du conduit adducteur ainsi que les aubes distributrices, au lieu d'être indépendant, est une disposition qui mérite l'attention, et qui conviendrait peut-être dans certains cas où la construction n'aurait pas, cependant, ce vannage particulier pour motif.

TURBINE OU ROUET PERFECTIONNÉ

PAR M. L.-D. GIRARD

M. Girard a proposé, en 1851, un mode de construction de turbine en dessus, à l'aide duquel on pourrait retrouver la simplicité des rouets du temps passé tout en profitant des perfectionnements apportés aux turbines modernes. La base de cette construction est le bois, axe, bras et couronne ainsi qu'une partie des aubes.

Fig. 71.



La fig. 71 représente ce moteur, d'après M. Girard. La couronne est en bois ainsi que ses bras qui la rattachent à l'axe B, lequel est aussi formé d'une ou plusieurs parties, suivant son diamètre, et renforcé dans les endroits affaiblis par les assemblages au moyen de frettes en fer.

L'admission de l'eau a lieu partiellement, comme pour celle de Burdin (fig. 49), par une caisse en bois C, formant comme la partie inférieure du conduit qui amène l'eau depuis le point le plus élevé de la chute. Cette caisse est close de façon que l'eau y exerce sa pression ainsi que dans toutes les turbines à réservoir fermé et même dans celle de Burdin que nous venons de citer; elle distribue l'eau à la turbine par quelques orifices disposés sur un segment en fonte ajusté au fond de la caisse, et représentant exactement une partie de la circonférence du cercle des directrices de la turbine Fontaine. Comme dans la disposition primitive de cette dernière turbine, les orifices sont fermés et réglés par des tiroirs ou vannettes dont les tiges *a* traversent la caisse et sont guidées par des boîtes à étoupes qui empêchent aussi la fuite du liquide confiné dans l'intérieur.

La fig. 71 indique une brisure faite dans la couronne pour laisser apercevoir les aubes. Celles-ci sont en partie construites en bois; leur bord supérieur seul est formé d'un bec rapporté en métal, afin de pouvoir les faire aussi minces que possible dans l'intérêt de la bonne admission de l'eau, et pouvoir remplacer facilement cette partie, dont l'usure est plus prompte que partout ailleurs, comme recevant directement l'action de la force vive des filets fluides.

Cette partie, rapportée en matière plus dure que le bois, est surtout nécessaire lorsque, comme dans l'exemple proposé, les aubes ont leur premier élément incliné dans le sens de l'arrivée de l'eau (voir Borda, p. 372, et tracé Fourneyron, p. 379).

Nous ferons remarquer, en terminant, que la turbine repose sur un levier D, à soulager, avec sa tringle *b*, correspondant à l'étage d'où l'on peut régler sa position. C'est l'amoindrissement, comme construction, du mécanisme appliqué à quelques turbines, et particulièrement à celle de Fourneyron (pl. 14); mais ce sera, si l'on veut, exactement la disposition de celle du Basacle (voir fig. 44, d'après Bélidor).

Somme toute, l'ensemble de cette construction est très-convenable, et pourra être adopté dans certaines localités où l'on préfère le bois aux métaux par la difficulté de faire les réparations si l'on n'est pas à proximité des mécaniciens.

Notons qu'on devra se trouver dans le cas où l'admission partielle est convenable, en raison de la chute et de la dépense.

TURBINE CENTRIFUGE RECEVANT L'EAU EN DESSOUS

Jusqu'ici les différentes turbines que nous avons eu l'occasion d'examiner, déversant leur eau, soit horizontalement, soit verticalement, la recevaient néanmoins de haut en bas. Mais de nombreuses tentatives ont été faites pour construire de ces machines dans lesquelles le fluide se trouverait dirigé de bas en haut, c'est-à-dire que l'eau contenue par un réservoir ou une conduite fermée, serait amenée à la partie inférieure du disque tournant, et remontant par l'effet de sa charge naturelle, viendrait affluer à la circonférence et passerait ensuite au travers de l'aubage en y abandonnant sa force vive, comme dans les autres moteurs.

Cette idée remonte, pour ainsi dire, à l'origine de l'invention des turbines, et sans parler de Burdin, qui s'était préoccupé de cette disposition, nous citerons M. Combes, qui, en 1838, s'est fait breveter pour une turbine recevant l'eau par sa partie inférieure.

Cet ingénieur ne s'en était pas tenu à une simple description de sa machine, il en avait étudié la théorie à fond. Il avait aussi supposé un mode particulier de vannage consistant en un plateau garni de cales en bois, qui venait remplir plus ou moins les intervalles des aubes par un abaissement progressif du plateau qui les portait.

On peut considérer cette disposition comme un moyen de simplifier la construction des turbines et de les mettre pour ainsi dire hors de l'eau, tout en évitant la

difficulté du pivot noyé, attendu que le point d'appui de la pression se trouve naturellement reporté à la partie supérieure de l'axe tournant.

Plus récemment, en 1847, M. Cadet Colsenel a proposé une turbine ayant cette disposition, mais d'une construction plus perfectionnée.

Il avait placé le disque tournant à l'ouverture supérieure d'une bâche cylindrique attenante à un réservoir auquel le fluide moteur était amené par une conduite verticale, figurant ensemble un siphon renversé. La roue était retenue, contre la poussée du fluide, par un pivot supérieur monté à vis de façon à permettre d'abaisser la roue de quantités variables, suivant le degré d'ouverture que l'on voulait ménager à l'eau.

La partie cylindrique de la bâche surmontée par la turbine et lui formant conduit adducteur pouvait tourner avec elle. Cette disposition se trouvait modifiée par ce fait que la partie supérieure du conduit présentait un rebord découpé comme les aubes de la turbine et y pénétrait de façon à former comme une paroi mobile à l'aubage. En effet, lorsqu'on faisait monter ou descendre la turbine, le rebord découpé restant fixe, opérait de la même façon que dans le vannage de M. Fourneyron (p. 299) et constituait l'une des parois de l'aubage, dont on pouvait ainsi modifier l'ouverture sans changer les conditions du passage de l'eau.

Enfin, en 1858, un mécanicien de Toulouse, M. Bonnet, ayant en vue d'établir des turbines d'une construction économique, a eu l'idée de prendre celle de Cadiat, qui n'a pas de directrices, mais en la renversant de façon à admettre l'eau par la partie inférieure.

On sait que le midi de la France est la contrée la plus favorablement disposée à accueillir les moteurs hydrauliques dans lesquels les perfectionnements ont pour but principal la simplification, attendu que ceux dont on y fait usage depuis longtemps, s'ils rendent peu, possèdent au moins la qualité d'être de la simplicité la plus élémentaire, ce qui a pour résultat de rendre leur remplacement facile, puisque dans les usines de ce pays on apprécie peut-être davantage cette propriété que la grandeur du rendement.

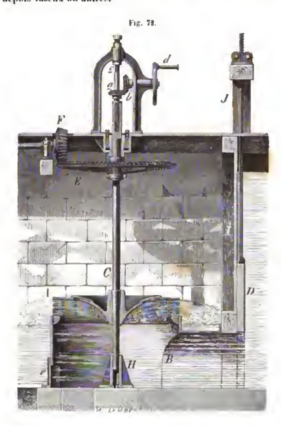
M. Bonnet a donc essayé de construire une turbine qui, tout en produisant un résultat bien supérieur à celui des rouets volants, roues à cuves, à poires, etc., aurait néanmoins très-peu de pièces, ne comporterait aucunes parties délicates, et ne serait pas sujette aux réparations fréquentes et dispendieuses. C'est le système en dessous qui lui a semblé réunir les conditions proposées. Il a adopté la disposition que représente dans son ensemble la fig. 72.

L'eau est maintenue en aval par un barrage en charpente I, dans lequel se trouve ménagé, à la partie inférieure, un orifice que l'on peut fermer à volonté au moyen d'une vanne verticale D, montée, comme à l'ordinaire, à l'aide d'un mécanisme composé de crémaillères et de pignons, dont le mouvement principal est établi sur le chevalet supérieur J, au-dessus du plancher de l'usine.

L'ouverture de la vanne D communique exclusivement avec l'intérieur d'une bâche en fonte B qui repose directement sur un sol en maçonnerie à niveau avec le seuil de la vanne.

Cette bâche se compose d'une partie cylindrique portant une tubulure horizontale pour s'ajuster avec l'ouverture de la vanne. La partie cylindrique étant complétement ouverte à la partie supérieure reçoit la turbine A, qui peut y pénétrer entièrement, suivant la hauteur totale de l'aubage. Une petite ouverture, fermée par une plaque *e*, se trouve ménagée à la partie inférieure pour opérer l'écoulement des dépôts vaseux ou autres.

Fig. 72.



La turbine est presque exactement semblable à celle de Cadiat, comme forme de plateau et comme aubes. Seulement, ces dernières sont réunies inférieurement par un cordon garni de listels, formant de légères saillies, qui viennent s'appuyer contre la paroi intérieure de la bâche, de manière à former un joint à peu près hermétique contre les fuites de l'eau.

On peut comprendre, déjà, que l'eau ne peut s'échapper, ni la turbine se mettre en mouvement qu'autant, que celle-ci est soulevée au-dessus de la bâche et que ses aubes s'en trouvent dégagées.

La turbine A peut, en effet, se soulever plus ou moins verticalement; elle opère cette fonction, ainsi que son arbre C, qui est seulement guidé latéralement, d'une part, au moyen d'une pièce H, en fonte, percée d'un trou cylindrique pour le recevoir, et fixée à demeure sur le sol en maçonnerie qui forme le fond de la bâche; et d'autre part, à l'aide d'un boitard ordinaire ménagé dans une traverse en fonte établie à la hauteur du plancher.

Comme l'axe de la turbine se soulève avec elle on conçoit que la roue de transmission E, qu'il porte, devant rester invariablement en rapport avec son pignon F, cette roue doit être retenue de façon à laisser l'arbre glisser sans le suivre elle-même dans son déplacement.

Pour simplifier notre dessin nous avons supposé que cette roue E soit soutenue par un collier, disposé comme une chaise, et fixé à la muraille ou à la traverse en fonte portant le boitard, cette traverse, ainsi que le pignon F, s'opposant au mouvement de bas en haut de la roue.

M. Bonnet avait admis une autre disposition, mais dont nous n'aurions pu faire comprendre les détails à cause de l'exiguïté de notre vignette, disposition qui, d'ailleurs, produit le même résultat.

Le point sur lequel nous désirons appeler l'attention c'est le mécanisme affecté à la mise en train du moteur et à son arrêt; il y a là une particularité qui nous semble digne d'intérêt. Voici ce qui a lieu :

La partie supérieure de l'arbre C est surmontée d'une tige *a*, qui s'y trouve taraudée, et porte un pignon *b* engrenant avec un autre pignon semblable monté sur un axe horizontal muni d'un volant-manivelle *d*. Cet axe est retenu dans une douille ménagée à une arcade en fonte, qui porte aussi une pointe *c* contre laquelle la vis *a* s'appuie continuellement.

Pour bien faire comprendre la fonction de ce mécanisme, supposons que la turbine soit complétement abaissée et immobile; l'arbre C étant, par conséquent, descendu, la vis *a* se trouvera en partie hors de son écrou, mais invariablement appuyée contre la vis de butée *c*.

Si l'on vient alors agir sur le volant à main *d*, en le faisant tourner dans le sens convenable pour communiquer à la vis *a* le mouvement qu'il lui faut pour rentrer dans son écrou, qui est l'arbre C même, la pression du fluide tendant continuellement à soulever la turbine, la vis *a* restera immobile dans le sens vertical, en s'appuyant contre la pointe *c*, et la turbine commencera à s'élever, mais, néanmoins, sans tourner encore.

Les aubes commençant à se dégager de la bâche B, l'écoulement du fluide aura lieu et la turbine prendra son mouvement de rotation.

Mais l'inclinaison des filets de la vis *a* est dirigée de telle sorte que le sens du mouvement qui lui est donné, pour la faire pénétrer dans l'arbre, est le même que celui de la turbine; il en résulte que, pour continuer d'élever la turbine, la

main doit donner au volant *d* un mouvement de plus en plus rapide sans quoi elle se dévêtirait d'elle-même de la vis ou cesserait de s'élever.

Mais aussitôt que l'arbre C est à sa plus grande élévation et qu'il vient toucher l'embase de la vis, tout mouvement vertical cesse ; l'arbre C, la vis et sa commande tournent ensemble. Cependant, en pratique il peut être utile d'adapter un débrayage ou repère quelconque qui permette de connaître, avec exactitude, le moment où la turbine a atteint son maximum de hauteur, et où l'on doit cesser d'agir sur le volant pour accélérer son mouvement.

Maintenant, lorsqu'il s'agit d'arrêter la turbine, il faut simplement saisir au passage la poignée *d*, ou plutôt la jante du volant, et tenter d'arrêter son mouvement de rotation. Cette simple action étant continuée pendant quelques instants, la turbine en tournant s'abaisse d'elle-même puisque le sens de sa rotation correspond à celui qui fait sortir la vis *a* de son écrou. Au fur et à mesure que la turbine s'abaisse, sa vitesse se ralentit, et elle vient doucement se reposer sur le bord de la bâche B ; il est même nécessaire de donner quelques tours du volant *d* pour l'abaisser complétement, attendu que son mouvement cesse un peu avant l'écoulement du fluide, par suite de sa résistance passive naturelle.

Maintenant remarquons encore que ce qui vient d'être dit à l'égard de ce mécanisme n'est, pour ainsi dire, que le principe de la chose, attendu que d'importantes modifications doivent y être apportées suivant la diversité des applications.

Par exemple, pour les hautes chutes, donnant lieu aux grandes vitesses, il peut se faire que la main soit incapable de communiquer au volant *d* une vitesse suffisante, et qu'il faille multiplier les engrenages. (Nous rappelons qu'au moment où la turbine atteint sa hauteur maximum, la vis *a* doit tourner plus vite qu'elle pour que les filets continuent de s'enfoncer dans l'arbre.)

D'autre part, si la turbine atteint une certaine puissance, on place un frein sur l'axe du volant *d*, à l'aide duquel on agit pour arrêter cet axe lorsqu'on veut suspendre le mouvement de la turbine, ne pouvant plus se hasarder à attaquer directement le volant *d* avec la main.

Cette turbine ne possède de vannage que la bâche B qui en fait fonction en élevant la roue mobile plus ou moins. On règle la levée à volonté en cessant d'agir à propos sur le volant *d*, ce qui arrête en même temps l'élévation de la turbine. On modifie également cette levée pendant la marche, en retenant plus ou moins longtemps la rotation de ce même volant, ou en l'accélérant, ce qui a pour résultat, ainsi qu'on l'a vu, de baisser ou d'élever la roue.

Si la construction de ce moteur n'est pas le dernier mot des perfectionnements dont il est susceptible, on peut dire que c'est très-simple, et que cette turbine est d'un établissement facile et très-peu dispendieux.

Nous n'en connaissons pas exactement le rendement, qui doit être au moins fort au-dessus de celui des moteurs anciens, que cette turbine est destinée à remplacer, suivant la pensée de l'auteur.

NOTICE COMPLÉMENTAIRE HISTORIQUE SUR LES TURBINES HYDRAULIQUES

Avant de clore cette description, déjà longue, des différents systèmes de turbines qui ont été proposés depuis que ce genre de moteur a pris faveur dans l'industrie, c'est-à-dire depuis environ vingt-cinq ans, nous mentionnerons encore quelques noms d'auteurs à notre connaissance avec la désignation sommaire des motifs de leur invention.

Peut-être aurons-nous été injuste envers quelques-uns, en ne décrivant pas complétement leur œuvre; mais nous espérons qu'ils voudront bien nous le pardonner, en raison de l'abondance du sujet qui nous a conduit à rechercher surtout les types caractéristiques, empêché que nous sommes de les décrire tous en détail.

Nous adoptons encore l'ordre chronologique, en désignant chaque système par le nom de l'auteur.

Gentilhomme (1840). — Turbine centrifuge, avec entrée des orifices adducteurs ramenés dans un plan horizontal et réglés par un vannage en segment dit *à papillon*. Elle est munie d'un fond fixe supporté par un manchon vertical analogue à celui de la turbine de Fourneyron.

Le pivot repose dans une crapaudine montée à vis dans un support en métal fixé sur un massif en maçonnerie dans le bief d'aval. (Ce système se trouve assez complètement décrit dans la *Publication industrielle*, Ier vol.)

Laurent et Deckherr (1847). — C'est une turbine centrifuge qui reçoit l'eau par la partie inférieure, avec vannage tournant et pénétrant à l'intérieur des aubes.

On y reconnaît également un système de pivot dit *atmosphérique*, tournant à l'intérieur d'une cloche constamment remplie d'air. (*Publication industrielle*, VIe vol.)

Ce genre de pivot est reproduit à la fin du présent ouvrage, fig. 74.

Feray et Amberger (1844). — Turbines centrifuges, recevant l'eau de haut en bas et de bas en haut, le pivot remplacé par la poussée inférieure du fluide; disposition spéciale pour mettre l'aubage récepteur en rapport avec la dépense, et faciliter le nettoiement du moteur.

Krafft (1848). — Turbine en dessus principalement caractérisée par son aubage, consistant en des clapets en segments montés à charnières et qui se manœuvrent isolément à la main. — Pivot et construction de détail particuliers. — Turbines à simple et double aubage. (*Publication industrielle*, VIIIe vol.)

Buffaut (1849). — Turbine centrifuge recevant l'eau par sa partie inférieure par un seul conduit, muni d'un registre au débouché dans les aubes de la roue mobile.

Goccel (1851). — Turbine économique, à réaction, construite en bois et tôle.

Elle est composée de plateaux en bois entre lesquels on a disposé des tôles cylin-

driques, courbées à peu près en spirale, et contre lesquelles le fluide vient réagir en s'écoulant. (*Génie industriel*, IIIe vol.)

Veillon (1851). — Turbine centrifuge, recevant l'eau en dessous avec directrices mobiles pour régler l'admission de l'eau.

Glépin (1851). — Turbine centrifuge recevant l'eau en dessous.

Elle se distingue par son organe distributeur, qui ne possède d'aubes que sur deux quarts diamétralement opposés de la circonférence, et par une vanne cylindrique qui l'entoure.

Cette vanne se trouve placée entre le cercle des directrices et la couronne mobile; elle présente aussi deux parties de sa circonférence pleines et les deux autres vides. On la fait tourner pour masquer plus ou moins complétement les aubes du distributeur.

Les aubes réceptrices ont la forme de surfaces gauches.

Peyrey (1852). — Turbine centrifuge recevant l'eau par la partie supérieure, et dite *à robinet-vanne*. C'est le même principe que celui de la turbine précédente, excepté que la pièce tournante est placée à l'intérieur des directrices.

Duvoir (1854). — Turbine à réaction dont le principe est celui de la roue de Mannoury d'Ectot, mais d'une construction perfectionnée, avec obturateurs aux extrémités des canaux courbes.

Cheneval (1854). — Turbine en dessus, du système Fontaine ancien, mais dont les vannes partielles sont montées aux extrémités de leviers à bascule. (*Génie industriel*, XIIe vol.)

Farcot (1855). — Turbines à réaction ayant pour principe des aubes gauches, héliçoïdales, analogues aux ailes des hélices employées comme propulseurs dans la navigation, ou des aubes cylindriques tournées en spirales.

Thevaud-Cathonet (1855). — Turbine du système Fontaine, avec vannage formé de tiroirs partiels, glissant à plat sur le cercle distributeur, et mis en relation avec un flotteur qui suit les variations du niveau d'amont, de façon que la turbine se règle d'elle-même.

Testa (1855). — Turbine centrifuge, recevant l'eau en dessous, avec un vannage tournant, formé de canaux courbes dont les intervalles présentent assez d'épaisseur pour fermer les orifices récepteurs lorsqu'on tourne ce vannage d'une quantité suffisante.

Fluhr (1855). — Le principe fondamental de ce moteur repose sur l'idée de rendre mobiles les aubes de la turbine et du distributeur en les montant à charnières, puis à les mettre en rapport avec un flotteur qui suit les fluctuations du niveau d'amont. Ce procédé est appliqué aux turbines centrifuges et en dessus.

Gay (1856). — Turbine centrifuge muni d'un disque interposé entre la couronne mobile et le cercle des directrices et formant vannage.

Ce disque est percé d'ouvertures qui correspondent au double aubage; en le faisant tourner plus ou moins on diminue les orifices de dépense ou on les ferme complétement.

Furiet (1857). — Turbine composée d'un noyau en forme de cloche avec aubes

en hélice disposées à la partie inférieure. Elle se trouve enfermée dans un réservoir clos, qui lui constitue une enveloppe équidistante où se rend l'eau motrice venant d'un réservoir clos superposé.

SCHLUMBERGER (1857). — Diverses dispositions de turbines à réaction et d'autres systèmes, combinés pour recevoir leur eau motrice l'une de l'autre, dans le but d'absorber plus complétement la force vive disponible du fluide.

A. KŒCHLIN (1857). — Perfectionnements apportés aux turbines dites *Kœchlin*, et consistant dans la réduction arbitraire des orifices de ses aubages.

Au-dessous du distributeur et de la turbine on a disposé un disque divisé par des ouvertures en segment correspondant à chaque orifice dans les deux couronnes; les parties pleines ayant la forme voulue pour établir en quelque sorte la continuation des aubes, on peut, en faisant tourner les disques sur eux-mêmes, rétrécir les orifices de chaque aubage jusqu'à les annuler complétement.

Chaque disque est commandé de l'extérieur de façon à pouvoir opérer une réduction des orifices, même pendant la marche.

BAILLY (1857). — Turbine centrifuge munie d'une vanne tournante, pénétrant dans l'aubage et qui s'élève plus ou moins suivant la hauteur que l'on veut laisser aux orifices expulseurs.

Tout le mécanisme du vannage est ramené à l'axe moteur dont il doit partager le mouvement.

Comme principe c'est à peu près ce qui a été proposé par MM. Krafft (1846), Cadet-Colsenet (1847), Huot (1852), Fourneyron (1855).

COMPARAISON ENTRE LES DIVERS SYSTÈMES DE MOTEURS HYDRAULIQUES

Il nous a paru utile, pour terminer ce traité sur les moteurs hydrauliques en général, d'établir une sorte de parallèle entre les divers systèmes, de faire ressortir, pour chacun d'eux, les avantages et les inconvénients qu'ils présentent dans la pratique, afin de permettre de reconnaître quel est celui auquel on doit donner la préférence dans chaque cas particulier.

Lorsqu'on se trouve dans une localité entièrement retirée, où les ouvriers sont rares, on doit, de préférence, adopter des roues de côté ou des roues à augets, en bois, de construction simple, qu'un charpentier peut aisément réparer.

Si, au contraire, la contrée est industrielle, si les chutes d'eau sont susceptibles de geler, ou si l'on craint le chômage par les grandes variations de niveaux ou des dépenses d'eau, il peut être bien préférable d'appliquer des turbines.

Mais quand une rivière n'est pas sensiblement variable, ni susceptible de geler que dans des cas tout à fait exceptionnels; lorsque surtout la quantité d'eau disponible n'est pas considérable, que les chutes sont chères et qu'on tient à en obtenir

le plus fort rendement possible, il y a avantage, suivant nous, à prendre une roue de côté ou une roue à augets en dessus, établie dans les meilleures conditions.

Il peut y avoir encore d'autres considérations à faire valoir pour l'adoption de tel système plutôt que de tel autre, comme, par exemple, la vitesse des machines ou des appareils à faire mouvoir : il est évident que plus la vitesse du moteur est grande par rapport aux organes qu'il doit mettre en activité, plus on simplifie les communications de mouvement.

Il est donc très-essentiel, en résumé, de bien connaître les avantages et les inconvénients que présente chaque système dans la pratique pour le meilleur choix à faire.

Avantages et inconvénients des roues a aubes. — Les roues à aubes, qui reçoivent l'eau en déversoir, sont, comme on le sait, après les roues à augets qui prennent l'eau par leur sommet, celles qui donnent le meilleur rendement, lorsqu'elles sont bien construites selon les règles établies, et qu'elles se trouvent dans les conditions de vitesse, de capacité et d'admission convenables.

Elles ont l'avantage d'exiger peu de frais d'entretien, d'être faciles à réparer et de ne pas être bien susceptibles de se déranger. Il suffit le plus souvent, en effet, de remplacer quelques aubes, de resserrer quelques boulons, et elles marchent ainsi des années entières sans aucune réparation. Elles peuvent, lorsqu'on les fait en grande partie en bois, être exécutées par des mécaniciens de la localité où elles doivent fonctionner.

Si on leur reproche leur faible vitesse rotative, leur grande capacité d'aubage, et parfois leur trop grande largeur, et des complications de mouvement qu'elles nécessitent, elles ont du moins l'avantage de pouvoir être appliquées sur les plus petites chutes, et de marcher noyées jusqu'à une certaine profondeur.

On a vu, en effet, que des roues de côté, disposées avec des aubes prolongées, très-profondes, mais sans contre-aubes, peuvent marcher baignées dans l'eau inférieure de 50 à 80 centimètres et plus, sans diminution sensible dans le rapport de l'effet utile.

Il est vrai que ces roues, comme d'ailleurs toutes les roues verticales, craignent les gelées et qu'elles exigent par cela même des précautions pour ne pas amener d'accidents pendant les hivers rigoureux où elles sont forcément arrêtées.

Tout en permettant une grande variation dans les dépenses d'eau, elles ne peuvent cependant se disposer de manière à marcher dans des conditions aussi étendues que les turbines horizontales.

Les roues à aubes courbes ont bien, à la vérité, l'avantage, sur les roues de côté en déversoir, de marcher à de plus grandes vitesses de rotation, et de dépenser autant d'eau sous une largeur moindre, mais elles donnent moins d'effet utile. D'ailleurs, elles n'ont été imaginées, pour ainsi dire, qu'en vue de remplacer les anciennes roues à palettes planes marchant sous l'influence d'un fort courant qui les frappe à la partie inférieure, et elles leur sont de beaucoup préférables.

Bien construites, ces roues à aubes courbes sont employées avec fruit lorsque l'on a besoin d'une vitesse un peu considérable, que l'eau est abondante et le niveau inférieur peu variable.

Quant à ces roues à palettes planes, qui reçoivent l'eau en dessous, on ne doit plus en faire, quoiqu'il en existe encore ; elles n'ont que le mérite d'être d'une grande simplicité de construction ; mais elles ont ce grave défaut de ne produire en effet utile que le 1/5 ou le 1/4, à peine, de la force disponible. Elles tournent, à la vérité, plus vite que les roues de côté et les roues à augets, pour les mêmes chutes, mais ce n'est qu'en dépensant trois à quatre fois plus d'eau. On doit donc abandonner ce système complétement.

Avantages et inconvénients des roues a augets. — Ces roues présentent l'avantage de donner, lorsqu'elles sont construites dans les conditions voulues, le plus fort rendement et le plus grand effet utile de tous les moteurs hydrauliques, pour la même chute et la même quantité d'eau disponible.

Elles ont surtout le mérite de s'appliquer très-avantageusement avec de faibles volumes d'eau. Bien exécutées, elles sont peu susceptibles de se déranger et présentent les mêmes avantages que les précédentes quant à la facilité des réparations.

On reproche, il est vrai, à ce système de ne réaliser le plus grand rendement qu'à la condition :

D'avoir une faible vitesse de rotation, soit de quelques tours seulement par minute ; et plus la chute est grande, plus la vitesse rotative est petite ;

De présenter relativement une grande capacité d'augets, pour un volume d'eau médiocre, et d'être, par suite, d'une largeur et d'un poids considérables.

On leur reproche aussi parfois :

De recevoir l'eau difficilement, lorsque les limites de la largeur obligent à la faire couler en nappe épaisse dans les augets ;

De ne pas pouvoir marcher *noyées* sans perdre notablement de leur effet utile ;

De nécessiter, pour transmettre leur force à des organes devant tourner à de grandes vitesses, comme les meules à blé, des renvois de mouvements lourds, compliqués et dispendieux, tels que des arbres, des engrenages, etc.

Les roues à augets en dessus, qui reçoivent l'eau par leur sommet, ne peuvent s'appliquer, sur toutes les chutes d'eau. Ainsi, il est rare qu'on en fasse l'application au-dessous de 3 mètres de hauteur.

Cependant, nous en avons montré plusieurs, qui fonctionnent sur 2 à 2 mètres 1/2 de chute, et qui donnent les meilleurs résultats. Seulement ce n'est que dans des cas exceptionnels, lorsque le volume d'eau est comparativement très-petit. De telles roues d'ailleurs ne permettent pas de marcher avec de grandes variations dans les volumes d'eau disponibles.

Les roues à augets de côté, qui reçoivent l'eau au-dessus ou au-dessous du centre, et souvent par plusieurs orifices à la fois, ont l'avantage de fonctionner, au contraire, dans d'assez grandes limites, sans toutefois se comparer, sous ce rapport, aux turbines horizontales.

Nous avons vu qu'en effet les roues à augets, qui reçoivent l'eau au-dessous de leur sommet, sont appliquées surtout quand la chute est trop grande pour une roue de côté en déversoir, et trop faible pour y établir une roue à augets en dessus. Il peut arriver également qu'avec une hauteur de chute permettant l'emploi de la

roue en dessus, cette dernière devienne néanmoins très-faible de diamètre et tourne à une vitesse trop grande en raison des appareils à commander.

Il est remarquable encore que les roues qui reçoivent l'eau au-dessous du sommet tournent dans le même sens que le courant, propriété utilisable, soit que la roue puisse être susceptible de noyer légèrement, ou que la transmission se prête principalement à ce sens de rotation.

Ces roues admettent généralement l'eau, ainsi qu'on l'a vu, par une bâche adductrice qui épouse la courbure de leur circonférence extérieure; mais il en existe également dans lesquelles l'eau est introduite dans les augets par l'intérieur de la jante.

Nous citerons, comme exemple, une roue établie près de Versailles, en 1830, par M. Cartier, ancien mécanicien, à Paris.

Cette roue, construite en bois et en tôle, était formée d'un croisillon unique et central se reliant très-solidement avec la couronne d'augets. L'admission devait donc se faire entre le sommet et le centre. Elle s'effectuait au moyen d'un chenal bifurqué pénétrant dans l'intérieur de la roue de chaque côté du croisillon.

Cette disposition présente beaucoup d'avantages parmi lesquels on peut citer la possibilité de déplacer le centre de la roue en cas d'engorgement inférieur, et aussi d'utiliser même les eaux qui s'échapperaient accidentellement du coursier et qui ne peuvent faire que de retomber dans les augets inférieurs.

Elle permet, également, de choisir le sens de la rotation du moteur, en dirigeant l'admission de l'eau d'un côté ou de l'autre de l'axe, à volonté.

Avantages et inconvénients des turbines. — Tous les systèmes de turbines ne sont pas, à beaucoup près, également d'un emploi avantageux dans la pratique. A l'exception de quelques-uns, qui doivent être considérés comme des inventions très-remarquables, il faut l'avouer, une grande partie n'a pas donné de bons résultats.

Nous ne parlerons pas des turbines dites du Midi, qui ne produisent qu'un rendement très-faible par rapport à la force dépensée, et qui sont restées réellement reléguées dans le pays où l'eau abonde, où l'argent est rare, et où les moyens de construction mécanique manquent à peu près complétement.

S'il n'en est pas de même d'un grand nombre de turbines, moins imparfaites, proposées depuis quinze à vingt ans, on doit convenir, néanmoins, que la plupart n'ont pas donné des résultats assez avantageux pour être comparés, quant à l'effet utile, avec les roues de côté recevant l'eau en déversoir, ou avec les roues à augets, recevant l'eau par le sommet.

Mais, disons-le aussi à la gloire de leurs intelligents et persévérants inventeurs, plusieurs ont surpris les savants, les constructeurs les plus éclairés, par les admirables résultats qu'ils ont obtenus.

En effet, M. Fourneyron, d'abord, puis M. Fontaine, M. A. Kœchlin, et d'autres ingénieurs de mérite, ont montré ce qu'il était possible d'obtenir à l'aide de ces moteurs qui possèdent des qualités particulières, même en dehors de la question du rendement.

Pour résumer complétement ce qu'il peut y avoir à dire sur l'emploi des turbines, en général, nous ne pouvons mieux faire que de rappeler la définition qu'en

donnait M. Fourneyron, dans l'origine, lorsqu'il nommait la sienne : *Roue à pression universelle et continue*, et qui en résumait ainsi tous les avantages :

1° *On obtient une force plus grande*, pour la même chute, avec des dimensions incomparablement plus petites que celles de toutes les roues hydrauliques connues avant son apparition en 1832 ;

2° *On utilise les chutes d'eau les plus élevées comme les plus basses*, en donnant un effet utile qui peut être égal à celui des meilleures roues verticales, et plusieurs fois aussi grand que celui de la plupart des anciennes roues horizontales ;

3° La turbine marche sous l'eau comme hors de l'eau, et se trouve ainsi à l'abri des gelées et des variations de niveau, qui entravent toujours et arrêtent souvent la roue ordinaire avant la disparition de la chute;

4° Elle se prête, sans perte d'effet sensible, à des variations de vitesse comprises entre des limites très-étendues ;

5° Construite toute en fonte et en fer, elle est très-solide et comparativement peu dispendieuse, à cause de ses dimensions toujours très-petites relativement à celles des roues anciennes qu'elle remplace ;

6° Pouvant être animée de vitesses rotatives beaucoup plus grandes que toutes les autres roues, elle permet d'obtenir une régularité de mouvement qui n'avait pas été obtenue jusqu'alors, et de diminuer le nombre, la force et le poids des engrenages et des arbres de transmission de mouvement.

Nous pourrions ajouter que les turbines peuvent aussi être appliquées dans de certains cas, les hautes chutes, par exemple, où aucun autre moteur ne pourrait être employé.

Aussi, on peut dire que les turbines sont aujourd'hui généralement répandues, non-seulement en France, mais encore dans toutes les contrées de l'Europe et d'une partie de l'Amérique.

RÉFLEXIONS SUR LES MOTEURS HYDRAULIQUES.

Quoiqu'il existe aujourd'hui un grand nombre d'usines qui sont montées avec de bons moteurs hydrauliques, il y en a beaucoup encore, qui, de ce côté, laissent bien à désirer.

Quand on pense que c'est le moteur qui est le plus économique, celui qui rend le plus de services, qui est l'âme de tout l'établissement qu'il doit actionner, on est vraiment étonné de voir, à notre époque de progrès, bien des propriétaires ne pas chercher à y apporter les améliorations essentielles qu'il exige, et qui permettraient d'en tirer un parti plus avantageux.

C'est surtout dans des temps de sécheresse, où les quantités d'eau sont considérablement diminuées, que l'on devrait réfléchir à modifier son moteur hydraulique là où il n'est pas établi dans les conditions désirables, et où il serait possible d'en obtenir plus de rendement; partout enfin où il laisse à désirer sous le rapport de sa construction, de son effet utile.

Cependant, dans un grand nombre de contrées, et même à peu de distance de Paris, on rencontre encore des roues mal faites, qui sont restées presque dans le même état et qui n'ont subi aucun changement depuis leur origine, ou qui n'ont été modifiées que dans quelques parties seulement; ces roues sont disposées de façon à produire 25 à 30 p. 0/0 à peine, tandis que, bien établies, elles pourraient donner 65 à 70 p. 0/0 et quelquefois plus.

Ainsi, plusieurs fois, il nous est arrivé, soit comme conseil, soit comme amateur, de visiter des usines hydrauliques dont les moteurs étaient dans un état déplorable, et d'engager, par suite, les propriétaires ou les fermiers à modifier leurs roues, afin d'en obtenir un plus fort rendement, au lieu de se chercher querelle sur leurs prises d'eau; mais nous n'avons pas toujours eu la satisfaction d'être écouté.

Il est pourtant facile de se rendre compte des pertes réelles qui résultent de l'emploi d'un moteur défectueux.

Supposons, par exemple, qu'un moteur faisant marcher un moulin à blé et fonctionnant sur un cours d'eau capable de fournir une puissance disponible de 20 chevaux, n'en utilise que les 4/10, soit 8 chevaux, au lieu de rendre 65 à 70 p. 0/0, soit 13 à 14 chevaux; il est aisé de voir quel serait, dans les deux cas, le produit obtenu.

Ainsi que nous l'avons constaté ailleurs (1) dans une minoterie bien montée, qui travaille pour le commerce, la quantité de blé moulu par heure, et par force de cheval effectif, est de :

20 kilog. pour la mouture de Paris, qui exige des meules rapprochées et des farines premières blutées à 32 ou 33 p. 0/0;

Et de 25 kilog. pour les moutures rondes blutées à 25 p. 0/0 seulement, telles que celles qui sont employées dans le Midi et dans d'autres contrées de la France.

On voit que, dans le premier cas, pour la mouture de Paris, le moteur mal établi, n'utilisant que 40 p. 0/0 de la force disponible du cours d'eau, ne permet pas de moudre plus de

$$8 \times 20 = 160 \text{ kil. de blé par heure, soit } 160 \times 24 = 3840 \text{ kil. par 24 heures.}$$

Tandis que dans le second cas, où la puissance disponible serait égale à 14 chevaux, par suite du meilleur rendement, la production serait, toutes choses égales d'ailleurs :

$$3840^{k} \times \frac{14}{8} = 6720 \text{ kilog. par 24 heures.}$$

La différence en plus pour un jour dans la production serait donc :

$$6720 - 3840 = 2880 \text{ kilog.}$$

(1) Voir le IXe vol. de la *Publication industrielle* (Ensemble de moulins à blé perfectionnés).

S'il s'agissait de farines rondes, on aurait, pour la différence en plus, par jour :

$$2880 \times \frac{25}{20} = 3600 \text{ kilog.}$$

En estimant à 1 fr. par quintal le prix moyen que le meunier peut retirer pour le travail de sa mouture, on trouve qu'il perd 28 à 36 fr. par jour, suivant le mode de mouture, avec son mauvais moteur hydraulique,

soit en moyenne 32 fr. par jour,

c'est-à-dire qu'il bénéficierait réellement de cette somme s'il avait un bon moteur.

Or, en admettant seulement 300 jours de travail dans l'année, on est forcé de reconnaître qu'il ne lui faudrait pas plus d'un an pour se récupérer de la dépense qu'il aurait faite pour mettre son moteur dans les meilleures conditions.

Nous bornons là ces réflexions, qui nous sont suggérées par la vue de cette espèce de lutte contradictoire existant entre les progrès certainement accomplis dans l'art de la construction des moteurs hydrauliques, et la persistance de beaucoup d'usiniers à n'en point profiter en conservant de vieux moteurs, complétement défectueux.

Nous nous estimerons très-heureux si, par l'ensemble de ce travail, nous sommes parvenu à mettre en évidence les précieuses propriétés des moteurs hydrauliques et surtout si nous avons pu contribuer, pour une si petite part que ce soit, à leur amélioration, en démontrant combien sont simples les règles qui doivent servir de guides pour arriver à les construire et à les perfectionner.

Nous serions également heureux si cette modeste étude pouvait contribuer à mettre un terme aux discussions trop fréquentes qui s'élèvent entre les usiniers et les mécaniciens relativement à des moteurs qui ne semblent pas rendre ce que l'on attendait, discussions qui se terminent souvent au grand désavantage du mécanicien, et dans lesquelles les tribunaux, nonobstant la plus stricte équité d'intention, ne sont pas toujours suffisamment éclairés par les experts qui, comme les parties, ne se rendent pas un compte assez exact des meilleures conditions à remplir pour concilier les intérêts communs.

FIN DU CHAPITRE DOUZIÈME.

CHAPITRE XIII

RÉGULATEURS DE VITESSE APPLIQUÉS AUX MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHE 21)

Depuis que les moteurs, en général, sont arrivés à un certain degré de perfectionnement, ils sont munis d'un appareil accessoire que l'on désigne ordinairement sous le nom de *régulateur* ou *modérateur* de vitesse.

Cet appareil a pour double but de maintenir la vitesse de rotation autant que possible régulière, et de proportionner à chaque instant la puissance avec la résistance, lorsque cette dernière est variable, ce qui arrive toujours, à différents degrés.

Les moteurs à vapeur sont accompagnés, outre leur volant, d'un régulateur, qui leur est nécessaire surtout quand ils sont destinés à actionner des machines de fabrique où les appareils sont nombreux et fonctionnent isolément.

Pour les moteurs hydrauliques, dont le mouvement de rotation présente déjà une certaine régularité, un tel appareil est moins indispensable; cependant, lorsqu'il s'agit de commander des machines qui doivent marcher très-régulièrement comme des métiers de filature, il devient réellement utile d'en faire l'application, afin d'obvier aux variations de résistance.

Pour nous limiter actuellement aux moteurs hydrauliques, nous rappellerons que nous avons expliqué (58) comment la vitesse d'une roue ou d'une turbine est susceptible de changer lorsque le débit de l'eau cesse momentanément d'être en rapport avec la résistance, et réciproquement.

Or, il n'est presque pas d'usine où toutes les machines à faire mouvoir soient constamment en marche; leur service même peut exiger qu'elles soient alternativement arrêtées et remises en route.

Très-souvent encore la résistance d'une machine varie en pleine marche, suivant la progression des matières qui s'y trouvent engagées ou suivant la prise des outils qui les travaillent.

Enfin, certains appareils, sans cesser de tourner, ont à surmonter des résistances variant de la plus grande intensité jusqu'à zéro; tels sont les laminoirs, les scies circulaires, les marteaux de forge, etc.

Il est vrai que les variations constantes et régulièrement alternatives sont combattues par l'action des volants placés directement sur ces outils : mais cet organe

ne remplace pas un mécanisme spécial appliqué sur le moteur dans le cas de l'arrêt complet de l'outil commandé.

Les régulateurs appliqués, jusqu'à présent, aux moteurs hydrauliques sont de deux systèmes principaux, mais ayant chacun pour objet, à l'égard des roues, de faire mouvoir une vanne supplémentaire qui fait varier l'orifice de la dépense, et pour les turbines, d'agir directement sur la vanne même du moteur.

Ces deux systèmes consistent en *régulateurs à force centrifuge* et *régulateurs à air*.

Sous le titre uniforme de *régulateur à force centrifuge ou pendule conique*, beaucoup de mécanismes différents ont été imaginés pour opérer la liaison des effets du régulateur avec la vanne.

On conçoit, en effet, que le régulateur ne pouvant agir sur les organes propres à régler la dépense de l'eau que par la force vive que ses boules possèdent, il ne faut pas que ces organes présentent une résistance considérable. Aussi les dispositions adoptées de préférence sont celles par lesquelles on a trouvé le moyen, non pas d'agir directement sur les organes de distribution de l'eau, mais bien sur un mécanisme intermédiaire empruntant sa puissance au moteur même.

Les régulateurs à air qui ont, depuis environ quinze ans, remplacé partiellement le pendule, ont été imaginés en vue d'atteindre un degré de sensibilité que ces derniers ne possèdent que difficilement, en raison des élévations et abaissements que les boules doivent prendre, quelquefois brusquement, dans les grandes modifications de résistances, ce qui ne peut avoir lieu néanmoins que progressivement pour des corps (les boules) ayant une masse assez considérable.

Pour donner une idée du fonctionnement de ces deux systèmes de régulateurs, nous en avons indiqué l'application à une turbine et à une roue à augets, un système différent pour chaque moteur.

La turbine est de M. Fontaine, le régulateur étant appliqué au mouvement du vannage à rouleaux.

Quant à la roue à augets, c'est celle que nous avons présentée comme type sur la pl. 6; le régulateur à air s'y trouve appliqué à une vanne supplémentaire disposée près de celle qui retient les eaux dans le chenal supérieur d'amenée.

RÉGULATEUR A FORCE CENTRIFUGE

APPLIQUÉ A UNE TURBINE FONTAINE

(FIG. 1 A 3, PL. 21)

La fig. 1 de la pl. 21 représente l'ensemble des organes principaux de la transmission d'une turbine du même modèle que celle représentée en détail sur la pl. 16, fig. 1 et suivantes, avec le mécanisme complet du régulateur de vitesse qui s'y trouve appliqué.

La fig. 2 est une vue de bout spéciale de ce mécanisme;

Et la fig. 3 indique particulièrement la fonction de la came qui sépare, par un débrayage, et dans un moment donné, le mouvement du régulateur du mécanisme de la vanne.

Ensemble des fonctions de l'appareil. — L'arbre moteur A s'élevant au-dessus de la voûte en maçonnerie qui couvre la chambre d'eau, est surmonté d'un axe plein, B, lequel porte le grand engrenage d'angle D, commandant un pignon E, monté sur l'arbre de couche F, qui transmet une partie de la puissance du moteur. L'arbre vertical B s'élève, en effet, au-dessus de la roue D, et, guidé par un collet spécial, se continue aux étages supérieurs où il transmet encore son mouvement par d'autres organes.

La plaque en fonte *a*, qui porte le premier boitard de l'arbre de la turbine, laisse aussi passer, en le guidant, l'arbre *b*, lequel est muni à sa partie inférieure du pignon d'engrenage qui communique avec le segment denté des cônes du vannage. Il suffira de jeter un coup d'œil sur la pl. 16 pour se rappeler parfaitement la disposition de cette commande.

Cet axe vertical *b* est muni d'une roue droite I engrenant avec un pignon J monté sur un arbre K, lequel est retenu à sa partie supérieure dans un palier appartenant à un petit chevalet en fonte *c*.

En écartant, par la pensée, la liaison de cette première partie du mécanisme avec le mouvement du régulateur, on voit que le vannage pourrait être manœuvré à la main en agissant directement sur le volant-manivelle *d* fixé sur l'axe K. Ce mouvement s'effectuerait tout à fait de la même façon que par la transmission analogue, représentée pl. 16, où il n'existe pas de régulateur.

C'est, en effet, en agissant sur le volant *d* que l'on arrête la turbine ou qu'on la met en marche. Mais ici le même axe K est mis en rapport avec le régulateur qui doit le faire tourner dans un sens ou dans l'autre, suivant que le mouvement de la turbine s'accélère ou se ralentit, pour lui retirer de l'eau ou lui en donner, et, finalement, lui conserver une vitesse de rotation uniforme.

Pour bien faire comprendre de quelle façon cet effet se produit, examinons d'abord la disposition du mécanisme qui réunit l'arbre vertical K avec le régulateur même, avant de chercher à nous rendre compte des fonctions intimes de ce dernier.

L'axe K est muni d'une roue d'angle L, engrenant avec un pignon M, fixé sur un arbre horizontal N. Celui-ci étant retenu dans des supports venus de fonte avec un petit bâti *o*, porte également deux roues d'angle O et O′, montées folles sur lui, et un manchon à griffes intermédiaire Q, qui s'y trouve au contraire claveté. Mais ce manchon peut glisser en se transportant de l'une à l'autre des deux roues O et O′, dont les moyeux sont munis des dents nécessaires pour se mettre en prise avec lui.

Si, dans cette situation, nous supposons le manchon Q isolé de chacune des roues O et O′, comme le dessin (fig. 1) l'indique, et ces deux roues commandées simultanément par une troisième P, dont l'axe R est mû par la turbine même, les deux roues O et O′ tourneront chacune dans un sens différent, mais l'axe N

restera immobile, et le vannage n'éprouvera, par conséquent, aucune modification dans sa position.

Mais si le manchon Q est, au contraire, poussé vers l'une des deux roues O ou O', il en partagera le mouvement par le fait de l'embrayage; et comme il est réuni à l'axe N par une clavette, ce dernier sera entraîné; son mouvement se communiquera donc à l'axe K par les roues M et L, et par suite au vannage, par les roues droites J et I, cette dernière appartenant à l'axe *b*.

Comme chacune des roues O et O' tourne dans un sens différent, il en résulte que l'arbre N sera également sollicité de tourner dans un sens ou dans l'autre suivant celle des deux roues vers laquelle le manchon aura été poussé, et que, par suite, le vannage couvrira ou découvrira les orifices injecteurs de la turbine.

C'est en cela que consiste entièrement le principe qui sert de base à la transmission du régulateur au vannage, principe qui a pour caractère principal l'emploi de la puissance même du moteur pour vaincre la résistance des pièces à faire mouvoir et de la vanne elle-même.

Tout se réduit maintenant à expliquer le jeu du régulateur et son mode d'intervention pour déplacer le manchon Q, suivant les variations de vitesse.

Disposition du régulateur. — Le régulateur, ou pendule conique, est toujours composé de deux branches S, terminées par des boules ou lentilles *h*, d'une certaine pesanteur, lesquelles sont assemblées, par articulation, à un manchon à oreilles *g*, fixé à un axe R, qui est animé d'un mouvement de rotation sur lui-même.

Le mouvement de cet axe lui est donné par l'arbre B de la turbine au moyen des poulies *j* et *k* réunies par la courroie *l*.

Le manchon *g*, partageant ce mouvement, entraîne avec lui les branches S et fait décrire aux boules *h* un cercle autour de l'axe de rotation. Or, la force centrifuge agit continuellement pour amener les boules à tourner dans un même plan horizontal qui passerait par les centres d'articulation des branches S avec le manchon *g*; et si cela ne se produit pas c'est que la vitesse ne peut être infinie et que les boules ont un poids assez considérable.

Mais l'influence de la pesanteur se modifiant avec la vitesse dont les boules sont animées, il en résulte que l'angle formé par les branches S ne peut rester fixe qu'autant que cette vitesse ou celle de l'axe R est elle-même invariable, et que cet angle augmente ou diminue en même temps que la vitesse de rotation.

C'est précisément les changements de position des branches S que l'on met à profit pour agir sur un mécanisme, qui communique avec l'appareil auquel on veut faire ressentir l'influence des changements de vitesse.

Pour le cas présent il faut déplacer le manchon Q dans les variations de vitesses. Voici comment on y parvient.

Les deux branches S sont assemblées, encore par articulation, avec deux tiges T réunies de la même façon à un canon U, qui entoure l'arbre R, sur lequel il peut glisser et le suivre dans son mouvement de rotation.

Ce manchon se trouve engagé entre les branches d'un levier fourchu *m*, monté sur un axe vertical *n*, qui porte également un autre levier analogue *f* dont la

fourche est munie des goujons qui pénètrent dans la gorge circulaire ménagée au manchon Q.

Déjà on comprend que l'oscillation de l'axe vertical *n* aura pour effet de déplacer le manchon, entraîné par la fourche *f*, et de le porter sur l'une ou l'autre des deux roues O ou O′; or, c'est précisément le canon U qui, par ses variations de hauteur, produit cette oscillation en agissant sur le levier *m*, et en lui faisant décrire un angle dans un plan horizontal.

Pour cela, les extrémités des branches du levier *m* ayant été déviées d'une certaine quantité, dans le sens vertical, au lieu d'être restées vis-à-vis l'une de l'autre, sont aussi munies intérieurement, et seulement sur la moitié de leur largeur, des renflements *p* et *p′*, dont nous allons indiquer l'usage.

Le canon U porte une camme en forme de virgule *i*, dont le développement est tel qu'elle peut tourner entre les branches *m* sans les toucher, lorsqu'elle se trouve située entre les renflements *p* et *p′*.

Mais si, par suite du changement de position du manchon U, la camme *i* se trouve vis-à-vis de l'un de ces renflements, comme elle ne peut passer qu'en le repoussant, l'ensemble du levier *m* s'en trouvera déplacé, conformément à ce qui avait été proposé.

Il devient donc évident que le levier sera repoussé d'un côté ou de l'autre suivant que la camme sera élevée à la hauteur du renflement *p* ou abaissée à celle du renflement *p′*. Ces deux mouvements ont respectivement pour effet, en résumé, de repousser le manchon Q sur la roue O ou sur celle O′.

Résumons donc l'ensemble de ces fonctions particulières :

Les changements de vitesse modifient l'angle formé par les branches S du régulateur et la hauteur du canon à camme U : si la vitesse augmente, les boules s'écartent et le canon U s'élève; si la vitesse diminue, les boules se rapprochent et le canon s'abaisse;

En vitesse normale la camme doit se maintenir entre les renflements *p*, dans lequel cas le manchon Q reste exactement dans sa position milieu, comme sur la fig. 1; l'arbre N est fixe, par conséquent, et le vannage n'éprouve pas de modification;

Si la vitesse s'accroît, le manchon U s'élève, et sa camme *i* venant à rencontrer le renflement *p*, le levier *m* se déplace, fait osciller l'axe *n*, et, par le levier à fourche *f*, le manchon s'engage dans la roue O qui communique alors son mouvement à l'arbre N. La rotation de cet arbre a donc, dans ce cas, pour résultat de mettre le vannage en mouvement et de le faire se déplacer dans le sens de la fermeture des orifices adducteurs;

Enfin, dans la supposition contraire, que la vitesse diminue, les boules se rapprochent, le manchon U s'abaisse et la virgule *i* agit sur le manchon Q pour le porter sur la roue O′ qui donne alors à l'arbre N un mouvement inverse au précédent, d'où le vannage découvre les orifices.

En résumé, les deux effets inverses que nous venons d'examiner doivent avoir pour résultat final de ramener toujours le moteur à sa vitesse normale, et le vannage à l'immobilité.

Lorsque le moteur se ralentit, c'est que la charge ou la résistance vient à augmenter : on dit alors, *qu'il demande de l'eau*. Si le vannage restait immobile, le mouvement uniforme du moteur se maintiendrait bien, mais avec une vitesse moindre que celle de régime. Le mouvement du vannage ayant pour effet d'augmenter le volume d'eau admis, la vitesse reprend son intensité, et par suite le modérateur revient dans la position moyenne où il n'a plus d'action sur le vannage.

Si maintenant le surcroît de résistance que nous avons supposé vient à cesser, la vitesse de la turbine s'accélère en vertu du surplus de dépense donné par le régulateur, mais alors les boules du modérateur s'écartent, le manchon Q est porté sur la roue O, enfin le vannage diminue le passage du fluide moteur.

Par conséquent, la vitesse de la turbine revenant à sa valeur normale le régulateur reprend aussi sa position neutre par rapport au vannage.

Les variations de la résistance ne sont pas les seules causes des changements qui surviennent dans la vitesse du moteur; au moins, si ce sont les causes normales, des causes accidentelles, indépendantes, peuvent amener aussi le ralentissement de la turbine.

Supposons, par exemple, qu'une cause quelconque vienne empêcher l'écoulement du fluide, soit des feuilles d'arbre ou autres détritus végétaux, du sable, qui engorgent les orifices, une vanne de charge baissée par mégarde, etc., la turbine ne recevant pas la quantité d'eau qui lui est nécessaire, se ralentira et le régulateur agira pour donner de l'eau.

Mais la cause de la diminution de vitesse ne tenant pas, pour l'instant, à la position du vannage, il s'en suit que la vitesse ne reprendra pas son intensité normale, et que le régulateur continuera son action.

Il pourrait continuer d'agir ainsi, plus que le vannage n'a de marche, c'est-à-dire jusqu'au point de briser les pièces de la transmission, si une disposition spéciale, dont nous allons parler, n'interrompait pas à propos la communication du régulateur avec le vannage.

En effet, il est indispensable que le vannage puisse s'isoler *automatiquement* du régulateur, lorsqu'il se trouve complétement ouvert, puisque, par des causes accidentelles, la vitesse pourrait néanmoins rester au-dessous de la valeur pour laquelle le modérateur a été réglé, et le mécanisme continuer d'agir pour faire mouvoir le vannage qui, étant à bout de course, ne pourrait plus avancer.

Le principe de la séparation automatique du régulateur et du vannage consiste dans le débrayage du pignon M, qui établit la relation du mouvement entre les axes K et N.

Pour cela l'axe K est muni d'une vis sans fin Y, qui commande une roue dentée X, montée sur un axe horizontal dont les supports appartiennent au chevalet *c*. L'axe de la roue X porte aussi une camme *q*, disposée pour agir dans un moment donné sur un levier Y, porteur de la fourche qui embrasse la gorge pratiquée dans la douille du pignon M. Un ressort à boudin *s* sert à maintenir le pignon embrayé.

Par conséquent, l'arbre K, en tournant, fait mouvoir la roue X, et avec elle la camme *q*, qui se rapproche insensiblement du levier Y en même temps que le van-

nage approche lui-même d'être presque entièrement ouvert. Si dans cette position le régulateur continue d'agir dans le même sens, la roue X tourne encore un peu, la camme *q* repousse le levier Y, qui entraîne alors le pignon M avec lui en le débrayant d'avec la roue L.

La fig. 3 est particulièrement un détail de la vanne *q* et représente son action sur le levier Y. Les deux positions s'y trouvent indiquées, l'une en traits pleins et l'autre en ponctués.

Cette figure indique également que la camme exerce son action contre une plaque *r* rapportée *ad hoc* sur le levier Y.

On remarquera que cette dernière pièce est aussi disposée pour être manœuvrée à la main, ainsi que permet de le reconnaître la poignée qui s'y trouve ménagée.

En effet, bien des motifs peuvent rendre nécessaire de mettre cette fonction à la disposition de l'ouvrier; et même on pourrait ajouter que la partie qui agit automatiquement n'est là que pour prévenir un défaut de surveillance ou des faits accidentels difficiles à prévoir.

Ce système de régulateur, appliqué par MM. Fontaine et Brault à quelques-unes de leurs turbines, et dont le principe consiste, comme on vient de le voir, à emprunter au moteur même la force nécessaire pour faire mouvoir le vannage, a été proposé depuis déjà plusieurs années par plusieurs constructeurs, et en particulier par M. Chapelle, mécanicien très-distingué de Paris, bien connu pour les progrès qu'il a fait faire à la fabrication mécanique du papier.

La construction du régulateur de M. Chapelle diffère un peu de celle-ci par le mode de transmission entre le régulateur et la vanne. Cet ingénieur avait imaginé de faire usage d'un mouvement souvent employé en mécanique, dans les machines à raboter, par exemple, pour renverser le sens de la marche de l'outil ou de la pièce. On sait que ce mouvement consiste, principalement, dans deux arbres, l'un dans l'autre, portant chacun leur poulie, lesquelles poulies sont séparées l'une de l'autre par une poulie folle. Chacun de ces arbres porte aussi un pignon d'angle qui engrène avec une roue placée sur l'axe moteur principal de la machine.

On produit le changement de marche en faisant passer la courroie d'une poulie sur l'autre, attendu que c'est le pignon d'angle qui se trouve sur l'arbre correspondant qui devient moteur, et que le sens de la marche de l'arbre principal dépend précisément de celui des deux pignons qui commande, puisqu'ils sont situés diamétralement opposés sur la roue d'angle que cet arbre porte et de laquelle il tient son mouvement.

Or l'application de ce mécanisme, comme organe de transmission dans le régulateur Chapelle, sera très-facile à comprendre, d'après ce qui précède.

Il suffira de faire remarquer que l'action du manchon, soulevé par les oscillations des boules, est appliquée à faire passer la courroie d'une poulie sur l'autre et renverser le sens de la rotation de l'axe principal, lequel fonctionne exactement comme celui N du régulateur qui vient d'être décrit.

En marche normale la courroie doit être maintenue sur la poulie folle intermédiaire.

M. Chapelle avait également muni son régulateur du mouvement de déclanchement nécessaire pour l'isoler, à bout de course, du mécanisme communiquant avec le vannage.

En résumé, pour établir nettement la distinction à faire entre la disposition du régulateur, représenté fig. 1, pl. 20, et celui de M. Chapelle, nous mentionnerons les particularités suivantes :

1° Les roues O et O′ fonctionnent comme les pignons de ce dernier régulateur, mais elles commandent alternativement une roue d'angle P, au lieu d'être commandées par elle; puis, au lieu d'être sur l'axe du régulateur, comme ici, cette roue est placée sur un arbre horizontal communiquant avec le vannage;

2° Ces roues O et O′, au lieu d'être, comme les pignons, fixes sur deux arbres différents, passant l'un dans l'autre et munis chacun d'une poulie, sont folles sur leur axe N, et n'en deviennent solidaires que par le manchon Q qui est porté de l'une à l'autre par le régulateur;

3° La courroie, dans la disposition Chapelle, prend son mouvement sur un arbre quelconque de la transmission; le régulateur doit posséder une commande séparée au lieu que son axe soit, comme dans le système représenté pl. 20, l'organe unique de la transmission entre le moteur et le mécanisme du régulateur.

CONDITIONS THÉORIQUES DU MODÉRATEUR A FORCE CENTRIFUGE

CALCUL DE SES DIMENSIONS

Sans vouloir entrer, pour l'instant, dans l'étude complète de la théorie de cet organe, qui convient du reste aussi bien aux machines à vapeur, où il est le plus souvent appliqué, qu'aux moteurs hydrauliques, il est nécessaire cependant de faire connaître en peu de mots les principes qui servent à en déterminer les principales dimensions.

Le modérateur à force centrifuge, qui prend aussi le nom de *pendule conique*, est comparé en physique au pendule circulaire, consistant, ainsi qu'on le sait, en un corps pesant suspendu à un fil avec lequel on le fait osciller d'après le point d'attache du fil, comme centre, et pour lequel il existe une relation très-bien établie entre la longueur de ce fil et la durée des oscillations.

La similitude entre les deux genres de pendules consiste en ce que : la durée d'une révolution entière du pendule conique est égale à celle de l'oscillation complète d'un pendule circulaire dont la longueur du fil correspond à la hauteur du pendule conique, cette hauteur étant celle du cône qui a pour base le plan horizontal passant par le centre des boules, et pour sommet le point de rencontre des lignes d'axe des bras avec l'axe vertical de rotation.

Par conséquent, faisant abstraction, pour un instant, de l'angle formé par les bras du modérateur, en marche normale, la distance verticale, du plan des boules au sommet formé par la rencontre des lignes d'axe des bras, sera déterminée par la même formule que celle qui sert à déterminer les conditions du pendule circulaire.

La formule qui établit la relation entre la longueur du pendule circulaire et la durée de ses oscillations simples est la suivante :

$$l = \frac{g\,t^2}{\pi^2}, \quad \text{ou,} \quad l = \frac{g}{\pi^2}\,t^2.$$

dans laquelle,

l représente la longueur du fil, en mètres;

t » le temps d'une oscillation simple, en secondes;

g » l'intensité de la pesanteur, égale à 9,8088 sous la latitude de Paris (5);

π » le rapport du diamètre à la circonférence d'un cercle, ou 3,1416.

Cette relation, exprimée en langage vulgaire, revient à ceci :

Les longueurs différentes du pendule sont proportionnelles au carré des durées des oscillations simples correspondantes.

Exemple. — Quelle doit être la longueur du pendule dont la durée d'une oscillation simple est égale, sous la latitude de Paris, à une seconde?

On trouve :

$$l = \frac{9{,}8088}{3{,}1416^2} \times 1''^2 = 0{,}994 \times 1'' = 0^m994,$$

ce qui est, en effet, pour Paris, la longueur du pendule à seconde.

Puisque cette règle s'applique, sans modification, au pendule conique dont on veut connaître la hauteur d'après la durée d'une révolution ou du nombre de révolutions par minute, nous n'y ajouterons rien, si ce n'est que, dans l'exemple précédent, un pendule conique de la hauteur trouvée devrait faire 30 tours par minute, puisque nous venons de voir que ce nombre correspond à celui des oscillations complètes du pendule circulaire, ou à la moitié du nombre de ses oscillations simples.

Mais il faut remarquer que l'on admet ordinairement qu'en marche normale les bras du modérateur doivent former avec l'axe de rotation un angle fixe de 30°; on sait du reste que la loi, qui établit pour les deux genres de pendules la relation entre la hauteur et la durée des oscillations ou des révolutions, cesse d'être applicable lorsque l'amplitude de ces oscillations, pour le pendule circulaire, ou celle de l'angle formé par les bras du pendule conique, dépassent certaines limites.

Adoptant donc 30° pour l'angle normal qui mesure l'inclinaison des bras par rapport à l'axe, il s'en suit que leur longueur l' peut être facilement déterminée, connaissant la hauteur verticale ci-dessus, par la relation suivante :

$$l' = \frac{l}{0{,}866}.$$

Cela revient à trouver le côté d'un triangle équilatéral dont on connaît la hauteur, en se basant sur cette relation géométrique invariable : que la hauteur d'un triangle équilatéral est égale aux 0,866 du côté.

Pour bien faire comprendre tout ce qui précède, prenons un exemple direct.

EXEMPLE. — Quelles doivent être la hauteur d'un pendule conique et la longueur de ses bras, la vitesse normale n étant réglée à 50 tours par minute?

D'après ce qui a été dit ci-dessus, cette hauteur correspondra à la longueur du pendule circulaire accomplissant le double d'oscillations simples dans le même temps et dont la durée t, de chaque oscillation, sera égale, par conséquent, à 60″ ÷ 100, ou, en général, 60″ ÷ $2n$.

On aura donc, pour la hauteur cherchée :

$$l = 0{,}994 \times \left(\frac{60}{100}\right)^2 = 0^{m}358.$$

La longueur des bras, comptée du centre des boules à la rencontre de leurs lignes d'axe, avec celui de rotation, devient :

$$l' = \frac{0{,}358}{0{,}866} = 0^{m}413.$$

Il est très-important de remarquer que cette longueur attribuée aux bras du modérateur n'est pas réellement celle qu'ils possèdent, puisque leur articulation ne peut pas se trouver sur l'axe même de rotation où le sommet géométrique du cône est néanmoins situé.

Pour obtenir cette longueur véritable, on devra d'abord tracer le triangle exact suivant la hauteur trouvée, et les deux côtés qui partent du sommet formant entre eux un angle de 60 degrés; puis, ayant déterminé les dimensions des pièces qui constituent l'assemblage par articulation, on trouvera aisément à quelle distance au-dessous du sommet doit être situé l'axe horizontal passant par les centres des articulations des bras, et, par conséquent, la longueur de ces bras eux-mêmes.

Ce qui a été dit jusqu'ici permet de comprendre facilement le jeu, en quelque sorte théorique, du modérateur à force centrifuge.

Puisque la hauteur du plan des boules au sommet est une condition *sine qua non* de la vitesse, il est clair que, cette vitesse venant à changer, la hauteur se modifiera pour rétablir l'équilibre; et cette modification, qui s'opère par l'ouverture plus ou moins grande de l'angle des branches, est utilisée pour faire monter ou descendre le manchon qui communique avec la transmission.

Pour éviter les quelques calculs nécessaires à la détermination du pendule conique, suivant les différentes vitesses proposées, nous avons dressé la table suivante, qui donne avec précision une série de vitesses de rotation, avec les hauteurs de pendules correspondantes.

Admettant l'angle de 30°, une colonne de la table donne les longueurs géométriques des bras pour chaque hauteur.

Enfin, pour apprécier plus aisément les changements de hauteurs qui surviennent pour chaque modérateur, d'après les variations de sa vitesse propre, une colonne indique les différences de hauteur pour chaque augmentation successive d'une révolution.

TABLE

RELATIVE AUX DIMENSIONS DU PENDULE CONIQUE OU MODÉRATEUR A FORCE CENTRIFUGE.

NOMBRE de révolutions par minute n	HAUTEUR du pendule l	DIFFÉRENCE de longueur pour une révolution.	LONGUEUR géométrique des bras sous l'angle de 30 degrés l'	NOMBRE de révolutions par minute n	HAUTEUR du pendule. l	DIFFÉRENCE de longueur pour une révolution.	LONGUEUR géométrique des bras sous l'angle de 30 degrés l'
	centimètres.	cent.	cent.		cent.	cent.	cent.
30	94.4	6.3	114.7	53	31.8	1.2	36.1
31	93.1	5.7	107.4	54	30.6	1.1	35.1
32	87.0	5.8	100.6	55	29.6	1.6	34.1
33	82.1	4.7	94.6	56	28.6	1.0	32.6
34	77.4	4.	89.0	57	27.8	1.8	31.7
35	73.0	4.0	81.3	58	26.5	0.8	30.7
36	69.6	3.7	78.7	59	25.7	0.8	29.6
37	65.3	3.4	73.4	60	24.8	0.8	28.6
38	61.6	3.4	71.3	61	24.0	0.8	27.7
39	58.6	2.9	67.8	62	23.2	0.7	26.8
40	55.6	2.7	64.5	63	22.6	0.7	26.0
41	53.8	2.3	61.4	64	21.8	0.7	25.2
42	50.7	2.4	58.4	65	21.1	0.8	24.4
43	48.3	2.1	55.8	66	20.6	0.7	23.7
44	46.3	2.4	53.3	67	19.8	0.5	23.6
45	44.1	1.8	51.0	68	19.3	0.6	22.3
46	42.2	1.7	49.8	69	18.7	0.5	21.7
47	40.0	1.7	46.7	70	18.2	0.5	21.0
48	38.6	1.8	44.8	71	17.7	0.5	20.4
49	37.2	1.3	43.0	72	17.2	0.5	19.8
50	35.7	1.3	41.3	73	16.7	0.4	19.3
51	34.4	1.4	39.7	74	16.3	0.4	18.8
52	33.0		38.2	75	15.8		18.3

Nous n'avons pas cru nécessaire d'étendre cette table en deçà et au delà des limites de la pratique. Ainsi un modérateur faisant moins de 30 tours atteint une longueur impraticable. De même, au-dessus de 75 tours, ses dimensions sont tellement faibles que son énergie devient insuffisante pour faire mouvoir des mécanismes aussi résistants que le sont d'ordinaire ceux qui se trouvent appliqués au vannage d'un moteur hydraulique.

Quant à l'usage de cette table, il n'offre rien qui nous semble mériter une explication, surtout après celles qui précèdent.

On remarquera, seulement, que la colonne des différences permet d'apprécier dans quelles limites un même régulateur peut fonctionner, au point de vue des différentes vitesses qu'il peut prendre et des amplitudes qui en résultent pour le manchon U (fig. 1, pl. 21).

Supposons, par exemple, un régulateur tournant à 50 révolutions, pour lequel la table indique une hauteur de 357 millimètres; si la vitesse varie d'un tour, en plus ou en moins, on voit que le pendule se raccourcira de 14,7 millim. ou s'allongera de 14 millim. De 40 à 60 tours, la variation de hauteur par tour sera de 27 à 8 millimètres.

Par conséquent, le manchon U s'élèvera ou s'abaissera des mêmes quantités. Les pièces sur lesquelles il agit devront donc être disposées en conséquence.

Dimensions des boules. — Les boules sont quelquefois remplacées par des lentilles montées sur les branches dans le sens de leur diamètre.

Le poids demande à être fixé avec soin, d'après l'inertie des pièces que le modérateur est appelé à faire mouvoir.

Trop pesantes, les boules agissent trop brusquement; trop légères, elles n'agissent que tardivement ou d'une façon incomplète.

Comme il serait fort difficile d'en faire un calcul préalable, à cause de la direction même des efforts, et ensuite des résistances dues aux divers frottements, on préfère l'*essayer* en fixant d'abord aux branches des boules creuses que l'on remplit de plomb jusqu'à ce que l'effet soit obtenu.

Il ne reste alors qu'à connaître ce poids obtenu pratiquement, et à faire fondre des boules d'une pesanteur équivalente.

Faisons remarquer, en terminant, qu'un modérateur est d'autant plus sensible et peut agir dans des limites d'autant plus étendues qu'il est de grande dimension et que son fonctionnement a lieu avec les moindres changements angulaires. On doit donc éviter d'employer des régulateurs petits, et tournant par conséquent à de grandes vitesses.

Quant à l'angle de 30° adopté pour les branches, il est important de rappeler qu'il n'a rien d'absolu, et que si les variations probables le permettent on pourra supposer, sans inconvénient, un angle moyen moins ouvert.

RÉGULATEUR A AIR

Le modérateur à force centrifuge, par son principe même, et en dehors de toute disposition particulière telle que celle décrite précédemment, est loin de remplir le but proposé dans toutes les circonstances de son application.

Si les variations de force sont peu intenses, il peut convenir, à la rigueur; mais dans le cas contraire, il est à peu près hors d'état de bien conserver la relation normale entre la puissance et la résistance.

Puisqu'il s'agit ici de l'application des régulateurs aux moteurs hydrauliques, si

nous supposons un accroissement très-notable de résistance, le ralentissement de la vitesse fera écarter brusquement les boules qui livreront tout à coup un grand volume d'eau au moteur. Sous l'influence de ce renfort le moteur reprendra sa vitesse, mais les boules s'abaisseront, ce qui retirera de l'eau au moteur. Il se produira de cette façon une série d'oscillations de la part du vannage et du modérateur, qui pourront s'accorder très-peu avec la régularité requise.

D'autre part, on a pu voir que la construction même du modérateur ne se prête pas à de grandes variations de vitesse pour un même appareil, et que, dans les écarts importants en dehors de la marche normale, les propriétés mathématiques du pendule conique s'altèrent.

Enfin les inconvénients du modérateur à force centrifuge ne sont aujourd'hui un mystère pour personne; s'il est encore très-répandu, c'est parce qu'il est le mieux connu, ou bien il est conservé dans les usines où une grande régularité n'est pas de rigueur.

Mais souvent il n'en est pas ainsi; le fonctionnement douteux du régulateur à boules le rend complétement inadmissible.

On cherche alors à employer *le régulateur à air*, instrument très-ingénieux, d'origine française, et dont l'invention remonte à peine à 1838.

C'est feu M. Molinié, manufacturier à Saint-Pons (Hérault), inventeur et travailleur infatigable, qui eut le premier l'idée de régler les vannes des moteurs hydrauliques et les valves des machines à vapeur au moyen de *soufflets* savamment combinés pour cet usage.

L'inventeur lui-même eut le bonheur de propager son invention à peu près par toute l'Europe. Il fit connaître son régulateur sous diverses formes parmi lesquelles nous distinguons les régulateurs construits en bois, avec soufflets de cuir ayant presque exactement la forme usitée pour l'emploi ordinaire de cet organe, et les régulateurs perfectionnés construits en fonte et avec soufflets circulaires superposés.

Après avoir posé le jalon indispensable pour marquer le point de départ de cette découverte, et avoir rappelé le nom de l'inventeur Molinié (nous avons connu personnellement cet homme honorable), nous reviendrons directement à la description de l'un des systèmes qui se sont entés sur l'invention primitive à laquelle des perfectionnements importants ont été apportés (1).

Ce système est celui de M. Branche, mécanicien de Paris, qui s'occupe très-activement de ces appareils (2).

Une autre disposition de régulateur à air est due à M. Larivière; nous dirons en quoi les deux systèmes diffèrent l'un de l'autre.

(1) Voir les dessins et la description du régulateur de M. Molinié, *Publication industrielle*, 1er volume, pl. 33.

(2) Ce régulateur a été également décrit dans le 2e vol. de la *Publication industrielle*.

RÉGULATEUR A AIR

PAR M. BRANCHE

(FIG. 4 A 7, PL. 21)

Disposition d'ensemble. — La fig. 4 de la pl. 21 représente l'ensemble de la disposition que l'on adopte ordinairement pour l'application de ce régulateur à un moteur hydraulique qui reçoit l'eau par une vanne chargée, tel que cela se trouve être pour une roue à augets en dessus, que nous prenons précisément pour exemple.

Notre tracé fait supposer que l'on ait enlevé le mur de lampane afin de laisser apercevoir le régulateur qui se place ordinairement à l'intérieur de l'usine dans une position où il puisse être facilement commandé par la transmission, et, d'autre part, se trouver aussi près que possible du moteur.

Nous avons reproduit, en effet, une partie H de la couronne de la roue à augets représentée sur la pl. 6, ainsi que la partie I du coursier où se trouve placée la vanne J d'admission.

Le régulateur doit agir, non pas sur cette vanne, mais sur une autre, celle K, placée derrière la précédente et montée différemment.

La puissance développée par le régulateur ne pourrait pas suffire à faire mouvoir une vanne montée comme celle J, dans des coulisses où la puissance de l'eau se fait sentir par un frottement souvent considérable, et qui crée une résistance notable, augmentée encore par le gonflement des bois et leur gauchissement.

Il faut donc avoir recours à une vanne additionnelle qui, ne devant pas clore hermétiquement, peut être disposée d'une autre façon.

Cette vanne est formée d'une feuille de tôle forte, soit 4 mètres d'épaisseur, ajustée, comme longueur, à l'intérieur du coursier, mais tout à fait librement; elle est rattachée à un certain nombre de tringles en fer *c* qui se réunissent par paires à des points fixes d'oscillation, d'après lesquels, comme centres, la vanne peut se mouvoir en décrivant un arc de cercle, dont elle affecte, du reste, la courbure.

D'après cela on n'éprouve de résistance pour soulever cette vanne que le faible frottement de roulement qui se manifeste contre les points d'attache des tringles *c*, en vertu de la poussée du fluide contre la vanne.

Le régulateur, soit à force centrifuge ou à air, a donc pour fonction de soulever cette vanne ou de la laisser descendre suivant que le moteur *demande de l'eau* ou qu'il faut lui en retirer, la vanne motrice J restant ouverte constamment et à son maximum d'élévation.

Ceci établi, voyons en quoi consiste le régulateur à air et comment ses fonctions se relient au mouvement de la vanne additionnelle.

Le régulateur se compose de deux corps cylindriques A et B, fondus d'une même pièce, dans lesquels sont disposés des pistons A^2 et B^2 (fig. de détails, fig. 5 et 6).

L'un des corps, celui A, est une véritable pompe à air, mise en mouvement par la transmission du moteur, et l'autre, celui B, un réservoir dans lequel se rend l'air refoulé par la pompe.

Le cylindre ou réservoir B est dit aussi *le régulateur* proprement parlant. Son intérieur renferme un piston B^2 dont la tige, s'élevant hors du cylindre, est munie d'un contre-poids P et se termine ensuite par une partie dentée formant crémaillère.

Comme on le verra dans un instant, ce sont précisément les variations de hauteurs du piston B^2 et de sa tige, suivant les changements de vitesse du moteur, qui sont transmises à la vanne K, afin de modifier la dépense.

Pour établir cette relation entre le piston du régulateur et la vanne, on dispose un axe horizontal O qui, partant de l'intérieur de l'usine, se prolonge extérieurement suivant toute la largeur de la roue; cet arbre porte des poulies J sur lesquelles passent les chaînes *l*, qui supportent chacune, d'un bout, une tringle *m* à laquelle la vanne K se trouve suspendue, et de l'autre, un contre-poids *n* destiné à faire équilibre à la vanne et à son équipage.

L'arbre O est également muni d'un pignon d'engrenage *p* auquel correspond la crémaillère L qui surmonte la tige B' du piston B^2.

Par conséquent, on concevra facilement comment le régulateur peut agir sur la vanne, à l'aide de cette transmission.

Si nous admettons, pour l'instant, les mouvements verticaux du piston B^2, par suite du jeu de la pompe A, on voit que ces mouvements doivent avoir pour résultat, par l'engrenage du pignon *p* et de la crémaillère L, de faire tourner l'arbre O dans un sens ou dans l'autre, et, par suite, lever la vanne ou la laisser descendre.

Maintenant, pour avoir l'idée complète des fonctions de tout l'appareil, il suffira d'examiner en détail la construction du régulateur.

Construction du régulateur. — La fig. 5 est une coupe verticale passant par l'axe, de l'ensemble du double corps, qui comprend la pompe et le réservoir d'air régulateur;

La fig. 6 en est une coupe horizontale passant au-dessus du fond des cylindres.

Ces figures indiquent, comme nous l'avons déjà fait remarquer, que l'appareil se compose de deux cylindres A et B, fondus ensemble et boulonnés sur un même socle C en fonte, qui constitue leur fond, et porte une partie des soupapes nécessaires au jeu de l'appareil.

Les deux cylindres sont alésés très-exactement; celui A, du corps de pompe, dans lequel se meut le piston A^2, est fermé par un presse-étoupes de fonte *d*, pour qu'aucune déperdition d'air ne puisse avoir lieu par le passage de la tige verticale A'. Une boîte à étoupes semblable devient inutile pour la fermeture du cylindre régulateur B, puisque dans celui-ci l'air ne pénètre qu'au-dessous du piston pour le maintenir et le soulever; aussi a-t-on simplement vissé sur le couvercle un collet en bronze *d'* qui sert de guide à la tige B'.

La partie supérieure du réservoir B est mise, du reste, en communication avec l'atmosphère par un petit canal *o* pratiqué au-dessous du couvercle.

Les deux pistons sont entièrement en métal et d'une construction semblable, sauf une forte épaisseur de fonte a', dont est recouvert celui B^2, pour former avec le contre-poids P un poids total équilibrant la pression de l'air comprimé dans le cylindre par la pompe.

Ces pistons se composent chacun de deux plateaux de fonte a et b, entre lesquels sont retenus deux segments d'acier c, ouverts sur leur circonférence. Un troisième plateau, disposé intérieurement, est muni de ressorts à boudin qui appuient sur le plateau supérieur a, tendent à le faire descendre et, par suite, au moyen de plans inclinés disposés sur sa circonférence extérieure, fait ouvrir les segments pour les forcer à s'appliquer contre l'intérieur des cylindres.

Ces différentes soupapes sont formées chacune d'un levier aplati circulairement à l'une de ses extrémités, laquelle est garnie d'un cuir g retenu au centre par une vis. Ce cuir vient s'appliquer fortement sur le siége ou rebord circulaire qui entoure l'orifice d'entrée ou de sortie de l'air par l'effet de la pression des ressorts méplats f, lesquels forcent les leviers à rester dans la position horizontale; il n'y a que le refoulement ou l'aspiration du piston A^2, qui les force à osciller sur leurs centres respectifs en faisant fléchir les ressorts.

Le levier de la soupape d'aspiration F, vue en détail, fig. 7 et 8, diffère des trois autres en ce qu'il présente une partie circulaire à jour pour le passage de la boîte à étoupes fondue avec le couvercle.

Le cylindre A, ou corps de pompe, est muni de deux soupapes d'aspiration : l'une F, à la partie supérieure, communiquant avec l'atmosphère par un petit canal k; l'autre F′, placée sur une ouverture pratiquée dans le socle C, et communiquant aussi avec l'extérieur.

Les deux cylindres A et B sont mis en communication par deux canaux h et i, ménagés, le premier, h, sous le socle C, et mettant en rapport les capacités comprises au-dessous des deux pistons; et le deuxième, i, dans l'épaisseur même de la cloison de fonte mitoyenne pour les deux corps, et mettant en communication la capacité supérieure du cylindre A avec celle inférieure du cylindre B, par un orifice que ferme la soupape G′.

Un autre canal j, ménagé à côté de celui précédent i, s'ouvre librement dans la capacité inférieure du cylindre B, et, après s'être élevé verticalement, se recourbe pour venir aboutir à l'extérieur de l'appareil, où il se termine par un robinet avec cadran indiquant son degré d'ouverture.

Ceci exposé, voyons ce qui se passe lorsque le piston A^2 est en mouvement, ainsi que nous l'avons dit, par la transmission du moteur.

Jeu de l'appareil. — Lorsque ce piston descend, la soupape F s'ouvre et le cylindre A se remplit d'air atmosphérique; la communication établie entre les deux cylindres par le canal i est naturellement interrompue par la soupape G′, que la pression intérieure du cylindre B fait appliquer sur son siége. Mais l'air qui existe sous le piston A^2 se trouvant refoulé, passe par le canal h, et, soulevant la soupape G (fig. 6), il pénètre dans le réservoir B, sous son piston B^2.

Lorsque ce même piston remonte, au contraire, l'air qui s'était introduit au-

dessus de lui pendant la période précédente de son mouvement, est refoulé, à son tour, et, passant par le canal *i*, arrive encore dans la partie inférieure du cylindre B, en soulevant la soupape G'.

Pendant ce même mouvement, la soupape F est restée fermée; celle F' s'est levée en laissant entrer l'air atmosphérique sous le piston A^2, lequel air ne peut pas pénétrer, pour l'instant, dans le réservoir B, en étant empêché par la soupape G.

Ainsi, chaque mouvement ascensionnel ou descensionnel du piston A^2 amène un nouveau volume d'air sous le piston B^2 par les canaux *i* ou *h*. Cet air s'y comprimerait indéfiniment ou soulèverait le piston B^2 de plus en plus, s'il ne lui était pas ménagé d'échappement; mais cet échappement existe par le canal *j*, muni du robinet extérieur dont nous avons parlé ci-dessus.

Donc, en résumé, l'air amené au fur et à mesure sous le piston B^2 se comprime d'abord jusqu'à une pression capable de soutenir le poids de ce piston et de son équipage.

A partir de cet instant, si le nombre de coups de piston de la pompe, dans un temps donné, ne varie pas, chaque nouveau volume d'air amené sous le piston B^2 en est aussitôt renvoyé et s'échappe au dehors en passant par le canal *j*, par l'effet du poids du piston B^2, qui exerce une pression continuelle sur l'air confiné au-dessous de lui, et le chasserait même complétement s'il n'était pas toujours renouvelé par la pompe.

Cet équilibre se maintient à la condition que les volumes d'air envoyés par la pompe restent égaux à ceux qui s'échappent au dehors.

Si nous admettons maintenant que le nombre de coups de piston diminue, par suite d'un ralentissement du moteur provenant d'une augmentation de résistance, les volumes qui s'échappent restant les mêmes, puisque le canal *j* ne change pas d'ouverture, le volume total contenu sous le piston B^2 tend nécessairement à diminuer, par suite ce dernier s'abaissera; mais nous avons vu que ce mouvement aurait pour effet de faire lever la vanne auxiliaire K : par conséquent la dépense d'eau étant augmentée, le moteur reprendra sa marche normale, et, au fur et à mesure qu'il y reviendra, les volumes d'air fournis au réservoir B augmenteront, le piston B^2 reviendra également à sa hauteur ordinaire.

En supposant le contraire, que le nombre de coups de piston de la pompe augmente, le réservoir B recevant plus d'air qu'il ne s'en échappe, le piston B^2 s'élèvera, et les effets, exactement inverses à ceux ci-dessus, se produiront pour ramener le moteur à sa vitesse normale.

Nous ajouterons, pour mieux faire comprendre ce fonctionnement, les observations suivantes :

1° Les volumes d'air fournis au réservoir par la pompe sont *variables* et proportionnels au nombre de coups de piston, c'est-à-dire dépendent de la vitesse de la popme, laquelle correspond à celle du moteur,

2° Les volumes d'air qui s'échappent du réservoir sont *fixes*, et ne dépendent que du poids du piston B^2 et de son équipage, et de la section du canal *j*, ou plutôt du degré d'ouverture ménagé à son robinet extérieur.

De ces observations, qui nous permettent de résumer en deux points l'ensemble des fonctions du régulateur, nous en déduisons les résultats principaux suivants:

1° L'immobilité du piston B², ou la fixité de la vanne additionnelle K de régularisation, qui en est la conséquence, n'est obtenue que lorsque le piston A² marche avec une vitesse fixe déterminée suivant celle normale que le moteur doit conserver ;

2° Mais cette vitesse peut être très-bien modifiée à volonté en changeant la section du conduit d'échappement *j*, ce qui se fait par le robinet extérieur muni, à cet effet, d'une aiguille et d'un cadran indicateur gradué suivant les vitesses différentes que l'on veut donner au moteur.

Les avantages que l'on obtient dans la pratique par l'emploi du régulateur à air en général, consistent, d'une part, dans l'instantanéité des effets obtenus et dans une très-grande sensibilité.

D'un autre côté, l'étendue des limites de vitesse que l'on peut régler par ce genre d'appareil est beaucoup plus grande que celle obtenue à l'aide du pendule conique, dont la marche cesse d'être régulière et efficace lorsqu'elle s'éloigne de la condition normale.

En un mot, il est certain que, comparé au régulateur à boules dans un grand nombre de cas, et, en particulier, pour les roues hydrauliques, le régulateur à air lui est de beaucoup préférable. Cette distinction qui, du reste, a valu à son auteur primitif, M. Molinié, les rapports les plus favorables des sociétés savantes n'est, aujourd'hui, aucunement mise en doute parmi les industriels et les ingénieurs.

Remarquons toutefois, après avoir fait la part de ses mérites, qu'il est bon de noter une difficulté qui se rencontre dans certaines applications.

La légèreté relative des organes composant l'ensemble de la transmission à la vanne exige que celle-ci ne présente qu'une faible résistance, pour ne pas être dans l'obligation de donner à l'appareil régulateur des proportions trop considérables. Or, pour les moteurs hydrauliques d'une grande largeur, il serait tout à fait inapplicable, si on ne le faisait pas agir sur une vanne additionnelle équilibrée.

Quant aux dispositions différentes de ses applications, elles peuvent être assez aisément comprises, en examinant ce qui a lieu pour la roue à augets que nous avons représentée planche 21. Il est, cependant, des cas où le constructeur éprouve les plus grandes peines à en faire l'application à cause de la difficulté de placer et d'équilibrer la vanne additionnelle. Pour les machines à vapeur, il n'en est pas de même, parce que le régulateur ne doit agir que sur une valve mobile qui offre toujours très-peu de résistance.

En commençant cet article, nous avons dit que M. Larivière était l'auteur d'un appareil analogue à celui de M. Branche ; nous pouvons à présent en faire connaître le caractère principal.

L'appareil de cet inventeur diffère de celui qui vient d'être décrit, en ce qu'au lieu d'agir par la compression de l'air qui maintient le piston régulateur plus ou moins élevé, il fonctionne au moyen du vide que l'on fait au-dessus du piston, et de la pression atmosphérique qui agit en dessous. Ce système est particulièrement appliqué dans les usines qui fonctionnent par moteurs à vapeur.

M. Moison, ingénieur, a également imaginé un système de régulateur qui repose, en principe, sur l'application du mouvement différentiel et sur la résistance de l'air ou d'un liquide qui agit sur des palettes possédant un mouvement de rotation plus ou moins rapide (1).

Enfin nous terminerons cette notice sur les moyens employés pour régulariser la vitesse et la puissance des moteurs, en insistant de nouveau sur l'importance du résultat à obtenir par leur emploi.

Il n'est pas de manufacturier qui ne connaisse les inconvénients d'un moteur mal réglé. En effet, on en peut craindre tous les genres d'accidents possibles, accidents qui parfois peuvent atteindre les proportions des plus grands désastres.

Que ne peut-il pas arriver avec un moteur puissant, dépourvu de moyens certains de régularisation, lorsque, par suite de négligence (faute très-fréquente), on arrête subitement une partie importante des appareils commandés?

Altération profonde des produits en cours de fabrication, ruptures de transmission, destruction des édifices par suite de ces ruptures, morts, ou au moins blessures graves, etc., etc.

D'autre part, en retranchant même les accidents, certaines fabrications ne peuvent pas exister sans une régularité de marche parfaite.

On a reconnu que des établissements de filature et de tissage mécanique obtenaient à la fois de meilleurs produits et plus de travail, dans le même temps, avec des moteurs bien réglés, donnant des vitesses très-régulières.

Du reste, dans certaines manufactures citées comme modèles, en Alsace, dans le Nord et dans quelques autres contrées de la France, la régularité est telle que le nombre de tours de la machine motrice est mis en rapport avec une horloge placée dans la chambre même du moteur.

En résumé on devrait, selon nous, non-seulement remplacer les régulateurs défectueux par de meilleurs, mais encore encourager les essais des inventeurs qui se sont voués au perfectionnement de ces indispensables appareils.

Si nous nous permettons cette réflexion, c'est qu'il nous semble que le contraire existe actuellement, ou à peu près, et que beaucoup de moteurs sont encore munis de ces régulateurs primitifs, comme si leur service était seulement supportable, et qu'il n'en n'existât pas de plus parfaits.

(1) Les deux systèmes de régulateurs de MM. Larivière et Moison ont été décrits dans les 1er et XIIIe vol., du *Génie industriel*, par MM. Armengaud frères.

FIN DU CHAPITRE TREIZIÈME

CHAPITRE XIV

INSTRUCTION PRATIQUE RELATIVE A L'EMPLOI DU FREIN DYNAMOMÉTRIQUE DANS LES EXPÉRIENCES SUR LES MOTEURS

On peut affirmer que les progrès accomplis dans l'établissement des moteurs est dû, après la nécessité même d'en obtenir le plus d'effet possible, aux instruments qui permettent de mesurer la quantité d'action produite avec exactitude, après avoir aussi estimé très-rigoureusement la quantité totale de puissance disponible.

De la précision de cette double opération dépend, pour ainsi dire, l'avenir d'un moteur déterminé, dont on peut seulement de cette façon connaître les défauts et les qualités.

De cette même précision dépend encore ce que nous appellerons une des conditions importantes de l'équilibre industriel, celle qui établit l'accord entre le mécanicien qui exécute le moteur et le fabricant ou le manufacturier qui l'emploie; de plus il en résulte la véritable valeur à attribuer au produit fabriqué mécaniquement par la connaissance exacte de la puissance absorbée.

Sans doute, on dira que la valeur absolue du moteur et ses frais d'entretien servent ordinairement à établir cette base; mais la valeur même de ce moteur ne dépend-elle pas de son produit réel ou de la quantité de travail qu'il développe?

Tout le monde est certainement d'accord avec nous sur ces différents points, qu'il nous suffit de signaler en passant. Comment donc opère-t-on pour connaître le rendement d'un moteur? (Nous ne parlons pour l'instant que des moteurs hydrauliques.)

On mesure la hauteur de chute et la quantité d'eau débitée par le cours; on sait que le produit de ces deux quantités est équivalent à la puissance brute disponible.

Pour avoir la puissance réelle développée par le moteur, dans ces conditions, on lui crée une résistance factice à l'aide d'un instrument disposé pour en faire connaître la valeur approximative.

Cette résistance, connue et mesurée, est le résultat cherché.

En divisant la quantité trouvée dans l'expérience par la précédente indiquant *la puissance brute et disponible*, le quotient fractionnaire, qui en résulte, est ce que l'on appelle *le rendement* ou *l'effet utile du moteur*.

L'instrument employé pour l'expérience est connu sous le nom de *frein dynamométrique de Prony*, du nom de l'illustre savant qui l'a imaginé, vers les dernières années du siècle précédent.

Comme on a vu, au commencement de cet ouvrage, les différentes règles pratique que l'on peut employer pour mesurer le débit d'un cours d'eau dans des conditions déterminées, opération qui, avec la hauteur de la chute, constitue la première partie de l'épreuve, c'est-à-dire la force brute disponible, nous n'avons évidemment rien à ajouter à cet égard. Ces règles étant bien connues, nous allons décrire le principe du frein, sa construction et son emploi.

PRINCIPE FONDAMENTAL DU FREIN DE PRONY

Un travail ayant pour expression un chemin parcouru par un poids dans un temps donné, l'idée la plus simple que l'on puisse se faire de la façon d'estimer le travail d'un moteur serait un poids suspendu à une corde s'enroulant sur un tambour mis en rotation le plus directement possible par le moteur dont on veut connaître la puissance, ce poids constituant la résistance que le moteur doit vaincre. Le produit de la vitesse à la circonférence du tambour multipliée par le poids serait le travail cherché.

Mais on comprend que plusieurs raisons s'opposent à ce que l'on puisse opérer ainsi.

D'abord, pour que l'expérience eût une durée suffisante, il faudrait, dans la plupart des cas, un puits d'une grande profondeur pour y faire monter le poids. Ensuite ce poids atteindrait souvent une énergie trop considérable pour pouvoir être aisément manié.

Au lieu de cette disposition impraticable on emploie l'appareil proposé par M. de Prony, avec lequel la résistance factice que le moteur doit vaincre est engendrée par un frottement énergique exercé, supposons-le d'abord ainsi, à la circonférence du tambour qui figurait dans l'expérience hypothétique ci-dessus; le travail développé sera encore exprimé par le produit de la vitesse du tambour et du frottement exercé : c'est la mesure de ce dernier qui reste à déterminer.

Lorsqu'on presse sur une surface, par un procédé quelconque, il peut être très-aisé de connaître exactement cette pression; mais il n'en est pas de même du frottement qui en résulte, puisqu'il dépend de l'état des surfaces en contact et que la valeur n'en peut être déterminée que par des expériences directes.

La disposition ingénieuse du frein de Prony permet justement de ne pas avoir égard au rapport de la pression au frottement et d'évaluer directement ce dernier, qui doit devenir l'un des facteurs du produit cherché.

Ainsi, en principe,

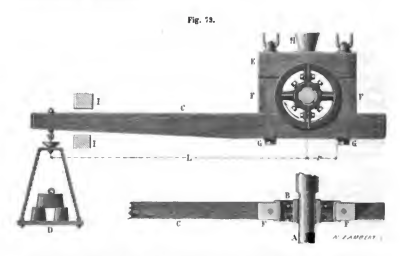
L'emploi du frein dynamométrique de Prony, pour l'estimation du travail d'un moteur, consiste dans la création d'une résistance, exprimable en poids, à la circonférence d'un tambour en mouvement dont on mesure la vitesse linéaire dans l'unité de temps.

Nous allons voir maintenant sa disposition pratique.

CONSTRUCTION DU FREIN

La fig. 73 représente la disposition la plus usuelle du frein de Prony et son application à une expérience.

Fig. 73.



Cet instrument se compose, en principe, de deux mâchoires de bois C et E, embrassant par sa circonférence une poulie à gorge, en fonte, B, que l'on monte sur l'arbre A qui transmet la puissance à mesurer.

Cette poulie est en deux pièces réunies par des boulons, afin de pouvoir les poser sur telle partie d'un axe de transmission sans rien démonter des organes qu'il porte déjà ou de ceux qui servent à le supporter lui-même.

D'autre part, comme la poulie B fait en quelque sorte partie de l'instrument et qu'elle doit s'appliquer sur des arbres de diamètres différents, son moyeu est muni de quatre vis de centrage, à l'aide desquelles on l'assujétit très-fortement sur l'axe dont le diamètre est supposé plus faible que l'alésage du moyeu.

Il peut arriver que la poulie soit faite exprès pour une expérience : alors elle est alésée juste au diamètre convenable et calée par les moyens ordinaires.

Les deux mâchoires en bois, dont l'une C est un levier d'une certaine longueur, tandis que l'autre E est un simple chapeau, sont réunies par deux boulons G qui servent à les rapprocher l'une de l'autre pour opérer le serrage contre la circonférence de la poulie B qu'elles entourent en épousant sa courbure; seulement, quand le diamètre de la poulie est un peu considérable on interpose entre les deux mâchoires deux cales F, pour que la circonférence se trouve com-

plétement enveloppée, mais en observant de laisser entre ces cales et le chapeau E un certain jeu pour le serrage.

La mâchoire C, ou plutôt le bras ou levier du frein, porte à son extrémité un plateau de balance D, sur lequel on place les poids qui doivent servir à mesurer l'intensité de la friction exercée sur la poulie par le serrage des boulons G.

Avec ce premier aperçu de la construction du frein il sera facile d'expliquer sa fonction physique.

L'arbre sur lequel on veut expérimenter étant arrêté, on y place la poulie que l'on fixe très-solidement par les vis de centrage, puis on l'entoure des mâchoires de bois, mais sans serrer fortement les boulons; on suspend ensuite le plateau de balance qui doit recevoir les poids, puis, dans cette situation, c'est-à-dire le frein complété, on l'équilibre sur la poulie, en attachant un poids convenable au bras du levier, à son extrémité opposée à celle où se trouve suspendue le plateau de balance.

On comprend facilement qu'il s'agit d'établir la tare exacte du grand bras de levier C et du plateau D, de façon que les poids qui s'y trouveront placés indiquent avec précision la mesure cherchée, sans avoir à tenir compte de la pesanteur même de l'instrument, et afin de pouvoir considérer ses organes par leurs axes purement géométriques, sans pesanteur aucune.

Pour opérer cette tare avec exactitude, on serre les boulons tout juste assez pour que les mâchoires se mettent en contact avec la poulie, et qu'on puisse faire osciller le frein à la main avec facilité. C'est dans cette situation que l'on place des poids à l'extrémité de la courte branche du levier jusqu'à ce que l'ensemble se tienne immobile, dans la position horizontale.

On peut aussi, pour se garantir des erreurs qui pourraient résulter d'un peu trop de serrage de la part des boulons G, desserrer ceux-ci suffisamment afin de laisser un centimètre de jeu environ, entre le diamètre de la poulie et l'écartement des mâchoires en bois, puis, en soulevant un peu le frein, interposer entre sa mâchoire supérieure et la poulie une petite pièce de fer, ronde ou triangulaire, sur laquelle le frein venant se reposer, se trouve dans la situation d'un fléau de balance suspendu sur un couteau, de façon à rendre ses oscillations très-sensibles.

Opérant d'une façon ou de l'autre, une fois que le frein est équilibré, on peut commencer les opérations.

On resserre légèrement les boulons, puis on maintient l'extrémité du bras C entre deux points très-solides I, qui, tout en lui laissant une certaine latitude pour osciller, l'empêchent de quitter la position horizontale, et surtout de s'emporter en suivant le mouvement circulaire de l'arbre A.

Remarquons tout de suite que l'un des deux points d'appui, celui qui se trouve placé à l'opposé de la direction que le frein tend à prendre, doit être exclusivement d'une très-grande rigidité, celui inférieur ne devant servir qu'à empêcher le bras C de s'abaisser complétement dans les moments d'arrêt.

Pour procéder aux expériences on commence par débrayer toutes les transmissions ou les appareils, de façon que l'arbre n'ait à surmonter que la résistance de l'instrument d'épreuve; puis on met le moteur en marche, mais progressivement et avec

précaution, afin d'éviter les accidents qui pourraient résulter de la grande vitesse de l'arbre, auquel rien ne résiste encore.

Mais au fur et à mesure que l'arbre commence à tourner, on serre les boulons G du frein; la friction qui en résulte sur la poulie B fait prendre au frein une tendance au mouvement circulaire, par entraînement, dans le même sens que l'arbre; et ce mouvement se produirait, en effet, sans l'arrêt t contre lequel le bras C vient butter.

Par conséquent, l'ensemble du frein ne pouvant tourner, la poulie B tourne seule avec l'arbre et frotte contre les mâchoires de bois en surmontant la résistance engendrée par le serrage des boulons. Si on laissait ce frottement s'effectuer à sec, le bois brûlerait : mais on évite cet inconvénient en versant continuellement de l'eau pure ou de savon, dans un grand entonnoir en fer-blanc tl, ajusté comme un godet graisseur sur le chapeau E, et communiquant avec des rigoles pratiquées dans les parois du bois en contact avec la poulie.

En mettant des poids dans le plateau D, en quantité suffisante, il arrive un instant où le frein ne montre plus de tendance à toucher ni l'un ni l'autre des arrêts.

C'est le moment d'équilibre cherché. On maintient alors cet équilibre pendant un certain temps, en serrant les boulons G et en ajoutant des poids dans le plateau jusqu'à ce que l'arbre A ait pris sa vitesse normale dans une condition déterminée du moteur, soit la valeur de la levée de la vanne pour un moteur hydraulique, et en constatant, avec la plus grande exactitude, le nombre de révolutions effectué par l'arbre dans une minute.

On possède alors tous les éléments nécessaires pour faire l'évaluation demandée, savoir :

1° L'intensité du frottement exercé contre la poulie du frein, ou la résistance, *en kilogrammes*, surmontée par l'arbre à une certaine distance de son centre;

2° La vitesse avec laquelle se meut la circonférence ayant cette distance pour rayon et exprimée en mètres.

Nous allons examiner les conditions théoriques de l'équilibre du frein pendant l'expérience et indiquer comment on en déduit, suivant le but proposé, la quantité de travail transmise par l'arbre.

CONDITIONS D'ÉQUILIBRE DU FREIN

Les boulons G, servant à rapprocher les mâchoires du frein, transmettent un certain effort que l'on exerce en tournant leurs écrous lorsqu'on veut donner du serrage et augmenter la résistance éprouvée par la poulie.

Quelle que soit cette pression exercée par la main au moyen des écrous et transmise par les boulons, il en résulte un certain effort tangentiel à la circonférence de la poulie que cette dernière est obligée de surmonter pour tourner.

On peut rendre sensible la valeur de cet effet en supposant qu'au lieu que la poulie tourne, on vienne, au contraire, agir à l'extrémité du levier C, en exerçant

un certain effort pour entraîner le frein autour de la poulie en surmontant la résistance due au serrage.

Il est évident que, dans cette circonstance, le frein, considéré comme un levier du premier genre, ayant pour grand bras la longueur L, et pour petit bras le rayon r de la poulie B, à fond de gorge, l'effort exercé à l'extrémité de L, pour faire osciller le frein, pourrait être équilibré au moyen d'un poids, mais plus énergique, qui serait suspendu à l'extrémité du petit bras r.

Par conséquent, ce poids, qui serait suspendu au petit bras r, c'est précisément l'effort tangentiel qui s'exerce à la circonférence de la poulie en raison du serrage des boulons; et dans l'expérience ce sont les poids mis dans le plateau D qui lui font équilibre et peuvent en donner la mesure, en tenant compte de l'inégalité des bras de leviers L et r. Seulement, c'est la poulie qui se meut et le levier qui est immobile, contrairement à notre hypothèse, mais ce qui ne change rien aux conditions d'équilibre.

En résumé, le frein dynamométrique de Prony est une simple balance romaine, mesurant une pression engendrée par le serrage plus ou moins énergique de coussinets en bois contre une poulie en mouvement.

Maintenant que les effets de l'instrument se trouvent complétement démontrés, leur évaluation en nombres ne présente aucune difficulté.

ÉVALUATION DES RÉSULTATS

Lorsqu'un frein a fonctionné, pour une expérience, pendant un temps suffisant pour qu'il soit possible d'admettre que les conditions trouvées sont bien normales et non momentanées ou accidentelles, on arrête l'expérience après avoir pris note exactement de deux conditions uniques :

La charge p *sur le plateau* D *et le nombre* n *de tours effectués par l'arbre*, les autres conditions nécessaires au calcul, qui ne dérivent que des dimensions du frein, pouvant toujours être déterminées.

Nous rappelons que l'on ne cherche aussi que deux choses: l'effort surmonté par la circonférence de la poulie et la vitesse de cette circonférence.

Or, cet effort, que nous désignerons par P, est égal au poids déposé dans le plateau, multiplié par le rapport inverse des bras de levier L et r:

Et si p représente ce poids, on a :

$$P = p\frac{L}{r}.$$

D'autre part, la vitesse v à la circonférence de la poulie étant déterminée par le calcul ordinaire, on a, pour le travail utile cherché :

$$F = Pv.$$

Mais une simple remarque nous permet de simplifier un peu cette opération. Si

nous considérons deux cercles dont l'un soit d'un rayon r et l'autre d'un rayon L, il est évident qu'à vitesses angulaires égales, les vitesses circonférentielles v et V seront entre elles comme les rayons.

Mais puisque les poids P et p, qui se font équilibre aux extrémités de ces rayons, leur sont, au contraire, inversement proportionnels, on peut établir la proportion suivante :

$$v : V :: p : P, \quad \text{d'où } P v = p V,$$

ce qui indique que le travail utile cherché est égal :

Au produit du poids déposé dans le plateau par la vitesse circonférentielle d'un cercle ayant le levier L *pour rayon et qui tourne à la même vitesse* n *que la poulie* B.

Cela revient à dire encore que le résultat ou produit cherché est indépendant du diamètre de la poulie B et n'a pour facteurs que : la longueur L du bras de levier C, le poids p mis dans le plateau et la vitesse de rotation de l'arbre A.

Exemple de l'application de la règle précédente. — Soit une expérience proposée dans laquelle on trouve que le frein est maintenu en équilibre dans les conditions suivantes :

Longueur du bras du frein......... $L = 2^{m}50$
Poids posé sur le plateau............ $p = 100$ kil.
Vitesse de rotation de l'arbre....... $n = 50$ tours par 1'.

La puissance, en kilogrammètres, transmise par l'arbre, égale

$$F = pV = 100 \times \frac{60 \times 2 \times 3{,}1416 \times 2^{m}5}{60} = 1309 \text{ kilogrammètres},$$

et en chevaux,

$$\frac{1309}{75} = 17^{ch}\,45,$$

ce qui est la force réellement disponible que le moteur développe, et qu'il transmet par l'arbre sur lequel le frein a été placé.

DIMENSIONS DES PIÈCES PRINCIPALES DU FREIN.

Si les résultats cherchés sont théoriquement indépendants de la plupart des dimensions des pièces qui composent le frein dynamométrique, cela ne signifie pas que ces dimensions puissent convenir, sans varier, dans toutes les circonstances.

Il est, au contraire, rigoureusement indispensable que les dimensions des pièces soient recherchées, et, pour ainsi dire, calculées dans chaque cas différent.

En effet, à part les sections transversales du bras de levier et du chapeau E, qui doivent répondre au poids du plateau et à l'effort exercé par le serrage des bou-

lons, l'intensité approximative de ce poids doit être connue, afin de rester dans les limites convenables pour la facilité de l'opération. D'autre part, le serrage des boulons doit être de même apprécié pour donner à ceux-ci la section suffisante.

Or, l'intensité du poids dépend de la puissance à mesurer, de la vitesse de rotation de l'axe et de la longueur que l'on donnera au bras de levier C.

Le serrage des boulons dépend de l'effort tangentiel à opposer au mouvement de la poulie, lequel effort variera, pour une même puissance et une même vitesse, suivant la distance à laquelle il sera exercé du centre de l'axe de rotation, distance qui n'est autre chose que le rayon de la poulie B.

Mais le serrage direct par les boulons dépend encore du rapport entre la pression et le frottement qui en résulte entre les surfaces de la poulie et du bois composant le frein, frottement qui équivaut à l'effort tangentiel à produire.

Ainsi, avant de construire un frein, pour une expérience déterminée, il est nécessaire de faire une évaluation préalable approximative de toutes les conditions dans lesquelles il se trouvera, afin de ne pas s'exposer à voir les pièces se rompre, ou devenir tout à fait insuffisantes.

Faute de faire cette recherche, il pourrait arriver que le poids à mettre dans le plateau de balance devînt trop considérable ou que les boulons fussent trop faibles pour résister au serrage nécessaire.

En dehors de l'obligation de remplir les conditions voulues, il reste aussi les accidents à éviter, une expérience au frein présentant, par sa nature même, des dangers réels, mais dont on peut se mettre à couvert par de sages précautions.

Recherchons donc trois dimensions principales :

1° Intensité du poids p;

2° Longueur du bras de levier, qui se combine avec le poids p;

3° Serrage et diamètre des boulons.

Intensité du poids p et longueur du levier C. — La puissance F étant connue, approximativement, on se donnera *à priori* la longueur du bras de levier ou l'intensité du poids, et de l'une des deux on déduira l'autre.

Le resultat fera connaître si les conditions données ou trouvées peuvent être conservees, si le bras du levier est trop long pour être facilement logé ou manœuvré, ou si le poids est trop considérable pour être supporté par le plateau.

Si c'est la longueur du levier que l'on se donne *à priori*, on cherchera la vitesse v du cercle ayant cette longueur pour rayon et tournant à la vitesse de l'arbre; le quotient de la puissance approximative F, par cette vitesse, sera égal au poids à placer dans le plateau.

Exemple. — Soit une puissance estimée au maximum, à 1200 kilogrammètres, et transmise par un arbre faisant 45 révolutions par minute.

Si l'on donnait 3 mètres au levier C, quel serait le poids à mettre dans le plateau?

On trouverait, d'abord pour la vitesse v :

$$v = \frac{45 \times 2 \times 3{,}1416 \times 3^{m}}{60} = 14^{m}136,$$

et ensuite, pour le poids p à déposer dans le plateau :

$$p = \frac{1200}{14^m 136} = 84,89 \text{ kil.}$$

Ainsi, il faut avoir à sa disposition un poids de 85 kilogrammes, auquel le bras du frein devra résister.

On pourrait opérer directement, en disant :

$$p = \frac{F}{v} = \frac{60\,F}{n \times 2\pi \times L} = \frac{60 \times 1200}{45 \times 2 \times 3,1416 \times 3^m} = 84^k 89.$$

Si le poids était au contraire fixé, ou au moins ses limites extrêmes, il suffirait de faire l'opération inverse pour trouver la longueur du bras C.

Exemple. — Avec les mêmes conditions que précédemment, supposons que l'on ne puisse disposer, au maximum, que d'un poids de 60 kilogrammes.

On trouverait pour la vitesse à l'extrémité du levier :

$$v = \frac{1200}{60^k} = 20^m$$

et comme la formule ci-dessus peut s'écrire :

$$v = \frac{n \times 2\pi L}{60''},$$

on en déduit, pour la longueur cherchée de ce levier :

$$L = \frac{60''\,v}{n \times 2\pi} = \frac{60 \times 20}{45 \times 2 \times 3,1416} = 4^m 24.$$

Serrage des boulons. — Nous avons dit que la pression à exercer sur la poulie B du frein, au moyen des boulons, dépendait de la puissance même du moteur, de la vitesse de l'arbre et de la distance du centre à laquelle cette pression s'exerce. On a dit aussi que la pression tangentielle à produire étant le résultat d'un frottement dû au serrage, celui-ci dépend encore de l'état des surfaces en contact.

Donc, pour un cas déterminé, la puissance et la vitesse constituant des données invariables, il s'agit de connaître le diamètre que la poulie B doit avoir pour que la pression à exercer soit maintenue dans les limites convenables pour la pratique.

Pour faire cette appréciation on devra d'abord se fixer sur le mode de lubrification à employer, attendu que si l'on fait usage d'eau pure ou d'eau de savon, le rapport de la pression au frottement étant différent dans les deux cas, le serrage des boulons devra varier dans un rapport correspondant, et pour un même effort tangentiel à produire.

D'après M. Morin, la valeur du frottement d'un tourillon en fonte sur des coussinets en bois peut être mesurée par les 18/100 de la pression directe, lorsque les surfaces ne sont lubrifiées qu'avec de l'eau pure. Si on employait de l'eau de savon ce coefficient descendrait probablement à 15/100 ou 14/100 environ.

Quel que soit cependant le mode employé, appelant toujours P l'effort tangentiel à produire, et f le rapport entre la pression et le frottement, le serrage s à exercer au moyen des boulons sera exprimé par

$$s = \frac{P}{f}.$$

Cet effort devra être exercé par deux boulons seulement, attendu qu'un plus grand nombre serait difficile à régler, à moins qu'ils ne fussent réunis deux à deux par des pignons d'engrenage, ce qui ne se fait pas ordinairement.

Par conséquent, si nous remarquons que les boulons dont on se sert en pareil cas ont des dimensions à peu près les mêmes, variant seulement dans des limites peu étendues, le problème se résumera à chercher leurs résistances, à en prendre une pour moyenne et l'égaler à la valeur précédente.

La relation qui en résultera, permettant d'en tirer la valeur de P, conduira également à la détermination cherchée du diamètre de la poulie.

Ainsi, admettons la série suivante de boulons, dont les résistances, par centimètre carré de section, soient portées à un maximum de 300 kilogrammes (1).

DIAMÈTRE des boulons.	SECTION transversale.	RÉSISTANCE totale à la traction.	MOYENNE.
milli.	cent. carré	kilog.	
20	3.14	942	
30	7.07	2121	2278 kilog.
40	12.57	3771	

On en peut conclure que le serrage direct à exercer ne doit guère excéder 7500 kilogrammes à l'aide de deux boulons seulement, puisque les plus forts ne permettent pas chacun une traction de plus de 3800 kilog.

Prenons pour exemple 4000 kilog. pour deux boulons de 30 millim., et cherchons la valeur de P pour un cas déterminé, en supposant l'emploi de l'eau pure pour lubrifier le frein et l'empêcher de s'échauffer, ce qui nous permet d'admettre 0,18 pour f, le coefficient de frottement. On aura donc :

$$s = \frac{P}{0,18} = 4000, \text{ d'où } P = 4000 \times 0,18 = 720^{k}.$$

Par conséquent, il devient très-facile de connaître le diamètre de la poulie à employer, pour n'avoir que cette résistance à lui faire surmonter, puisqu'il suffit de faire le raisonnement suivant :

$$P = \frac{F}{V}; \; V = \frac{n \times 2\pi R}{60}; \text{ d'où } P = \frac{60\,F}{n \times 2\pi R};$$

(1) Voir le VIIIe volume de la *Publication industrielle* pour la proportion uniforme des boulons et des écrous.



et, en résumé, le rayon R de la poulie devient :

$$R = \frac{60\,F}{P \times n \times 2\pi}.$$

Exemple. — Suivant les données précédentes, quel est le rayon à donner à la poulie, la puissance à mesurer étant évaluée *à priori* à 1500 kilogrammètres, et le nombre de tours étant de 50 par minute ?

On trouverait :

$$R = \frac{60 \times 1500}{720 \times 50 \times 2 \times 3{,}1416} = 0^{m}40.$$

La poulie devrait donc avoir, à fond de gorge, un diamètre de 80 centimètres. Si ce diamètre était trop grand, on serait obligé de supposer des boulons plus forts et de recommencer le calcul. Si le diamètre trouvé était faible au contraire, et qu'on pût l'augmenter sans difficulté, il faudrait s'empresser de le faire, ce qui diminuera l'effort à faire subir aux boulons, et ménagera davantage les bois du frein.

RÉCAPITULATION DES RÈGLES PRÉCÉDENTES

Pour dégager le problème de l'obscurité dont l'abondance des règles et formules semble l'envelopper, il est nécessaire de faire le résumé de ces règles par un exemple où elles se trouveront rapprochées toutes, mais ramenées à leur simple expression, sans les développements qui ont servi à les démontrer.

Problème. — Déterminer les dimensions principales d'un frein dynamométrique capable de pouvoir mesurer l'effet utile d'une roue hydraulique en déversoir dans les conditions suivantes :

Chute..........................	$2^{m}00$
Dépense........................	1250 litr. par 1″.

D'où, la puissance brute disponible égale,

$$F = 2^{m} \times 1250 \text{ litres} = 2500 \text{ kilogrammètres}.$$

L'axe d'une roue hydraulique est, ainsi qu'on le sait, très-peu disposé pour recevoir l'appareil d'un frein ; la lenteur en est telle, d'ailleurs, que les efforts directs atteignent une intensité énorme.

On est donc obligé de placer le frein sur l'axe tournant situé le plus près du moteur, et recevant, par des engrenages, un mouvement plus vif que celui de la roue hydraulique. Si l'on veut connaître le rendement réel et direct du moteur, on devra ensuite estimer les quantités de travail consommées par les frottements des organes intermédiaires de transmission et des tourillons de la roue, et les ajouter à celle trouvée au moyen du frein.

Admettons donc, pour notre exemple, que la vitesse de cet axe soit :

$$n = 20 \text{ tours par } 1'.$$

DIMENSIONS DU FREIN. — *Bras et poids.* — L'effort à mesurer sera grand, attendu que la puissance est elle-même considérable et la vitesse de l'axe comparativement faible.

Proposons-nous de donner au levier C une longueur de 4 mètres, et cherchons le poids qu'il sera nécessaire de placer dans le plateau de balance.

On pourrait bien, pour faire cette recherche, ne prendre au plus que les 80/100 de la puissance brute disponible, puisque l'effet utile n'atteindra même pas cette valeur; mais comme on peut éprouver par instant des efforts supérieurs à celui normal du moteur, conservons la valeur maximum de la puissance.

On trouvera, par conséquent,

$$p = \frac{60 \times 2500}{20 \times 2 \times 3{,}1416 \times 4^{m}} = 298^{k}4.$$

Ce poids est très-considérable, mais la longueur du bras l'est aussi. Si, d'ailleurs, on préférait le faire plus long et lui donner, par exemple, 5 mètres, il suffirait d'opérer ainsi pour le nouveau poids à employer :

$$p = 298{,}4 \times \frac{4}{5} = 238{,}7.$$

Conservons 4 mètres et 298 kilogrammes.

BOULONS ET DIAMÈTRE DE LA POULIE. — L'intensité de l'effort direct nous conduit à adopter *à priori* les plus forts boulons, ceux de 40 millimètres, dont la résistance à la traction est estimée à 3800 kilog., soit 7600 pour les deux.

Opérant d'après les règles précédentes (p. 473 et 474), on trouve :

$$P = 7600 \times 0{,}18 = 1368^{k}; \text{ et } R = \frac{60 \times 2500}{1368 \times 20 \times 2 \times 3{,}1416} = 0^{m}87.$$

Il faudrait donc employer une poulie de $1^{m}74$ de diamètre, pour que les boulons, dont le diamètre est supposé égal à 40 millimètres, ne supportassent pas plus de 300 kilog. par centimètre carré.

Mais ce diamètre de poulie n'est pas praticable pour le cas dont il s'agit. Il n'est guère possible de dépasser un diamètre de 1 mètre, avec lequel la résistance des boulons, leur diamètre de 40 millimètres étant conservé, devient équivalente à :

$$300^{k} \times \frac{1{,}74}{1{,}00} = 522^{k} \text{ par cent. carré.}$$

Ils peuvent, en effet, supporter cet effort, mais à condition de choisir de très-bon fer, et en prenant soin que les têtes soient parfaitement soudées. Les écrous devront avoir à peu près une hauteur égale au double du diamètre du corps, si les filets sont triangulaires. Ces filets seront très-bien faits et peu profonds.

Il resterait à déterminer les dimensions du bras de levier, suivant sa section transversale, pour la résistance qu'il doit présenter à la charge du plateau. Mais pour rester autant que possible dans le programme des opérations usitées en pratique, nous supprimerons les calculs que l'on pourrait faire à cet égard, en faisant remarquer que la plus légère habitude du maniement des matériaux suffit pour apprécier d'un seul coup d'œil la force nécessaire à la pièce de bois employée suivant sa longueur et la charge qu'elle supporte.

Cependant, pour les personnes qui désireraient faire ce calcul, nous rappellerons que l'on fait usage, en pareil cas, de la formule des solides encastrés, la même que nous avons citée pour les bras des roues hydrauliques, page 257.

L'instrument ainsi déterminé comme dispositions et dimensions, on procédera aux expériences de la façon qu'il a été expliqué plus haut.

Si l'on ne cherche que la puissance maximum du moteur à un jour donné, on prendra le moment d'équilibre du frein pour l'ouverture de vanne qui correspond à la totalité de la dépense, et l'expérience sera définitive lorsqu'il sera bien constaté, par une durée convenable, que la dépense est bien normale et que le moteur possède la vitesse à laquelle il doit marcher ordinairement.

Mais si les expériences avaient pour but de connaître le rendement du moteur avec des dépenses et des vitesses diverses, il faudrait opérer de façon à noter simultanément, pour chaque expérience, la situation du vannage, la vitesse de rotation, la chute et le poids mis dans le plateau.

Ces résultats partiels étant disposés sous forme de tableau, les calculs sont effectués plus tard et au cabinet.

Quelquefois il arrive que l'on veut déterminer la vitesse correspondante au maximum d'effet.

On procède en cette circonstance absolument comme il vient d'être dit, et si l'on désire opérer d'une façon précise et complète, on pourra faire usage du moyen suivant.

On portera sur une droite des divisions égales, comme abscisses, indiquant la progression régulière des vitesses différentes auxquelles le moteur aura été expérimenté; puis, menant de ces points de division des perpendiculaires, on portera sur chacune d'elles, comme ordonnées, à une échelle quelconque, des grandeurs proportionnelles aux quantités de travail trouvées à chaque vitesse successive correspondante.

En joignant les extrémités de ces droites par une suite de lignes brisées, on en pourra déduire une courbe moyenne régulière qui indiquera à la fois la loi de l'accroissement de l'effet utile et la vitesse à laquelle correspond son maximum.

Puisque le mode d'opérer avec l'instrument est néanmoins le même, dans toutes les circonstances, il nous suffira pour conclure, au sujet du problème que nous nous sommes posé, de supposer le frein fonctionnant, et d'admettre, comme exemple, des résultats d'observation.

Nous avons dit que la longueur du bras de levier C était de 4 mètres, et que le plateau devait recevoir, par hypothèse, un poids maximum de 298 kilog.

Or, si on trouve, en opérant, que le frein se maintient en équilibre, quand la vitesse de l'arbre est réglée à 20 tours, et qu'un poids de 195 kilogrammes est déposé dans son plateau, quelle puissance est alors développée par le moteur?

Tous les principes exposés précédemment, et surtout la règle définitive, page 470, donnent pour cet exemple :

$$F = p\,\frac{n \times 2\pi \times L}{60} = 195 \times \frac{20 \times 2 \times 3{,}1416 \times 4^{m}}{60},$$

d'où F = 1633 kilogrammètres.

Cette valeur, traduite en chevaux, devient :

$$\frac{1633}{75} = 21{,}77 \text{ chevaux.}$$

S'il s'agissait de connaître le rendement proportionnel du moteur, il suffirait de diviser cette valeur expérimentale par la valeur théorique, mais après s'être assuré que la chute et la dépense se sont bien maintenues aux chiffres indiqués.

On trouverait donc, pour notre exemple :

$$\frac{1633}{2500} = 0{,}65,$$

c'est-à-dire que l'effet utile est égal aux 65/100 de la puissance brute disponible.

DISPOSITIONS DIFFÉRENTES DU FREIN

Jusqu'à présent nous supposions le frein appliqué à un axe disposé horizontalement; aussi le plateau de balance était-il suspendu directement au long bras de l'instrument, dont les deux parties devaient être préalablement équilibrées, puisque leurs pesanteurs agiraient, sans cela, sur le résultat et pourraient le rendre inexact.

Mais très-souvent le frein doit être appliqué sur un axe vertical, ce qui peut se présenter surtout pour une turbine dont l'arbre ou son prolongement est très-propre à servir pour l'expérience, lorsque sa vitesse est convenable pour faire cette opération.

Dans cette circonstance on peut employer la même disposition de frein, mais avec cette différence qu'au lieu de suspendre directement le plateau au frein lui-même, qui oscille horizontalement, on le fixe à une corde attachée au bras du frein et passant sur une poulie de renvoi placée verticalement.

Ce n'est plus le frein qui demande alors à être équilibré, c'est le roulement de la poulie et la raideur de la corde, en tenant compte toujours du poids du plateau. C'est une tare qui peut être faite préalablement en établissant un renvoi en sens contraire et en y suspendant un poids, que l'on ajoute ensuite à celui mis dans le

plateau pour l'expérience, à moins qu'on ne l'ait maintenu pendant l'opération, dans lequel cas le poids du plateau et les diverses résistances passives peuvent être considérés comme nuls.

Les choses ainsi préparées, l'expérience a lieu exactement comme si le frein fonctionnait sur un arbre horizontal.

Nous avons assisté à plusieurs expériences semblables, et en particulier à celle faite sur une turbine Fourneyron, établie à la filature de Gravelle-Saint-Maur, expérience que nous croyons devoir mentionner.

Le frein dont on s'est servi dans cette usine présentait, pour sa construction, quelques particularités qui méritent d'être citées.

Les écrous des deux boulons, servant à rapprocher les mâchoires du frein, portaient des pignons d'engrenage réunis par une roue intermédiaire; l'un des deux communiquait avec un troisième pignon monté sur un axe à manivelle indépendant. De cette façon un homme agissant sur la manivelle serrait ou desserrait les deux boulons à la fois avec une simultanéité parfaite et sans fatigue, comme aussi sans danger.

C'est là une disposition excellente que l'on peut louer et recommander aux personnes qui n'hésitent pas à faire les frais nécessaires, que l'on prescrirait même, pour ainsi dire, lorsque le serrage doit être énergique comme dans l'exemple proposé ci-dessus, où il atteint 3800 kilogrammes par chaque boulon.

Citons encore, en passant, un stratagème fort simple employé dans l'expérience de Gravelle, pour constater facilement et à chaque instant la position des niveaux d'amont et d'aval.

M. Fourneyron avait, pour cela, disposé des flotteurs sur chacun des deux biefs, et ces flotteurs consistaient dans deux vases de verre auxquels avaient été scellés, avec de la cire, des tringles de bois assez longues pour pénétrer par le plancher supérieur dans la chambre où était établi le frein.

Ces deux tringles, munies de repères, permettaient de suivre très-exactement les fluctuations des deux niveaux, et disaient, par conséquent, si l'ouverture du vannage était en rapport avec la dépense disponible.

Ces derniers détails pourront paraître puérils aux personnes habituées à faire des expériences; mais, généralement, on se trouve si bien pris à l'improviste, à l'égard des meilleures dispositions à suivre pour un cas proposé, que nous espérons encore être utile en ne négligeant pas de donner ces renseignements, si humbles qu'ils semblent, de prime abord.

Pour terminer cet article du frein, qui nous a peut-être entraîné un peu loin, disons encore cependant que la construction, dont nous avons donné une figure et une relation détaillée, n'est pas celle indiquée par les premiers expérimentateurs et encore conseillée par quelques-uns.

Au lieu du chapeau E (fig. 73), formé d'une seule pièce de bois évidée intérieurement suivant le contour de la poulie B, on a souvent employé un demi-collier composé d'une lame de métal flexible dont les extrémités constituaient les deux boulons de serrage G, et dont l'intérieur était garni de sabots en bois divisés par

segments, qui épousaient encore la forme de la poulie en l'entourant de la moitié de sa circonférence.

On comprendra facilement que ce mécanisme agissait exactement comme les freins appliqués aux poulies de grues, en supposant à ces derniers la garniture de bois qu'ils n'ont pas.

L'avantage que présente cette disposition est la facilité d'opérer un serrage énergique en fatiguant moins les boulons, par l'effet de la flexion du collier qui lui permet de s'appliquer plus intimement sur le contour de la poulie qu'un coussinet rigide, quoique son intérieur ait dû être parfaitement alésé au diamètre voulu et presque rodé sur la poulie même.

Cependant cette dernière disposition est plus en usage que l'autre, et cela est compréhensible par la facilité de son exécution et son moindre prix de revient.

La plupart du temps un frein est un instrument construit à la hâte et ne devant servir qu'une fois, ce qui fait adopter le mode de construction le plus prompt et le plus économique.

Ce n'est guère que dans les mains des personnes faisant souvent des expériences que l'on trouverait le frein à collier. Encore ces mêmes personnes seraient-elles dans l'obligation de s'en faire confectionner exprès, à la manière ordinaire, dans bien des circonstances.

Nous terminons en faisant remarquer qu'un frein propre à mesurer aisément de grandes puissances est encore à trouver.

En effet, dans l'exemple que nous proposions ci-dessus, la force ne dépassait pas 22 chevaux, et déjà le bras du frein ayant 4 mètres de longueur, le poids à mettre dans le plateau atteignait près de 200 kilogrammes, et les deux boulons devaient résister ensemble à une traction de 7600 kilogrammes.

Qu'adviendrait-il pour des puissances supérieures, 50 chevaux et plus, surtout pour des roues hydrauliques dont les premiers arbres de transmission marchent, comme le moteur lui-même, à de faibles vitesses?

FIN DU CHAPITRE QUATORZIÈME

CHAPITRE XV

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS

PUISSANCE QU'ILS ABSORBENT PAR LE FROTTEMENT

Après avoir indiqué toutes les règles à suivre pour la détermination pratique des dimensions principales des roues hydrauliques, dont l'axe est placé horizontalement, nous avons cru nécessaire d'y ajouter les notions relatives aux proportions de leurs tourillons et de leurs arbres, et même de leurs bras, les organes les plus directement soumis aux efforts maximum exercés par ces moteurs.

Les turbines, par leur position généralement verticale, ont leur organe spécial, le pivot, qui mérite la même attention dans la détermination de son diamètre. Quant à leur axe principal, il rentre dans la catégorie des arbres premiers moteurs ordinaires soumis aux efforts de torsion. Ce qui a été dit pour les arbres des roues s'appliquerait donc entièrement à eux, si ce n'était qu'on ne les considère pas comme susceptibles d'éprouver des chocs aussi énergiques que les autres et qu'on les fait généralement un peu plus faibles que ce qui serait trouvé au moyen des règles ordinaires.

Une turbine est, en effet, parfaitement équilibrée en marche ; sa vitesse est aussi toujours plus considérable que celle des roues. Ces causes, jointes à l'absence de volant, permettent de considérer comme nulles ou, au moins, relativement faibles, les réactions brusques que les axes des autres moteurs sont susceptibles d'éprouver.

Nous allons donc exposer, d'une manière succincte, les quelques règles qui conduisent à la détermination du diamètre des pivots, considérant comme suffisant ce qui a été dit relativement aux arbres.

Nous aurons recours pour cela au recueil spécial, la *Publication industrielle*, qui fournit en même temps des renseignements sur les quantités de travail que le frottement des pivots absorbe, ce dont nous profitons pour dire ici quelque chose à cet égard.

Nous ferons néanmoins précéder cette note d'une remarque sur la nature des moyens employés généralement pour opérer la suspension des turbines, en vue, soit de diminuer le frottement, soit de ménager un graissage facile en évitant le contact de l'eau.

A part les anciennes roues dont les organes mécaniques étaient entièrement négligés, et, du reste, en harmonie avec l'état d'avancement de cette branche de

l'industrie, on a vu qu'aussitôt que les ingénieurs ont eu foi dans un meilleur rendement de la part des turbines, ils se sont occupés d'en perfectionner les parties accessoires, afin de ménager autant que possible ce rendement qu'ils avaient eu tant de peine à réaliser en étudiant de nouvelles dispositions.

M. de Mannoury d'Ectot, un des premiers, nous a initié à un mode particulier de suspension que nous avons reproduit (p. 265), et qui a été repris depuis par MM. de Canson et Fossey : c'est la suspension au moyen de galets, qui supprime entièrement le pivot.

Plus tard, M. Fourneyron, en possession d'une machine réellement perfectionnée et pratique, imagina le système de pivot que nous connaissons, et qui, quoique noyé, peut marcher sous une alimentation d'huile continuelle et constante.

Après cela vient le système Arson et Fontaine, consistant, ainsi qu'on l'a vu, dans le report du pivot entièrement hors de l'eau, et, par conséquent, susceptible d'être entretenu aussi facilement que celui d'une autre machine.

Nous passons sous silence diverses dispositions proposées par MM. Cadiat, P. Callon, Gentilhomme, Krafft et autres, qui sont encore des pivots fonctionnant noyés et protégés du contact de l'eau de manières un peu différentes les unes des autres.

Mais on pourrait mentionner un procédé, surtout cité par MM. Feray et Amberger, et qui consiste à faire supporter la turbine par la pression même de bas en haut de la colonne d'eau qui se trouve amenée au-dessous de la roue mobile par un conduit spécial.

Après ce dernier procédé, il nous reste encore à parler du *pivot atmosphérique*, disposition proposée par MM. Laurent et Decker.

Cette disposition est ingénieuse et mérite un examen spécial, ce que nous désirons faire en ajoutant même une figure pour la mieux faire comprendre.

Pivot atmosphérique. — Cette disposition est représentée dans son principe par la fig. 74 ci-contre, qui, à quelques détails de forme près, est la reproduction de l'idée primitive des inventeurs.

A l'inspection simple de la figure on peut comprendre qu'il s'agit d'abord d'une disposition ordinaire dans laquelle l'arbre A de la turbine repose, par son pivot, dans une crapaudine en fonte C, fixée sur un massif en maçonnerie construit dans le fond du bief d'aval, et qui est garnie de ses accessoires habituels, savoir : un gobelet en bronze D ajusté dans un manchon-guide et réglé par des vis de pression, le tout pouvant être soulevé ou soulagé à l'aide d'un levier horizontal E qui vient agir sous une sorte de poussoir cylindrique et intermédiaire F, sur lequel le gobelet D repose directement.

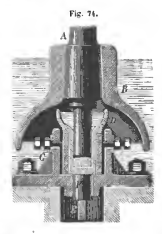
A cet ensemble, qui est complétement identique au support ordinaire d'un axe vertical, il a suffi d'ajouter une cloche en fonte B, qui se fixe par un ajustement conique très-exact avec l'arbre tournant, pour obtenir le nouvel effet proposé.

Ainsi que l'indique le dessin, la cloche B descend assez bas pour que le réservoir d'huile s'y trouve beaucoup plus élevé que son bord inférieur; par conséquent, l'air qu'elle renferme empêchant l'eau d'y pénétrer plus que d'une très-petite hau-

teur, correspondant à la compression de l'air, qui équivaut à la hauteur de la colonne d'eau extérieure, cette eau ne peut pénétrer dans le réservoir d'huile qui se trouve alors complétement isolé.

Que l'on suppose maintenant un conduit pénétrant sous la cloche pour alimenter d'huile le godet du gobelet D, et l'on aura une idée complète de ce que l'on désigne par le nom de *pivot atmosphérique*.

Fig. 74.



Nous n'insisterons pas davantage sur cette disposition, du reste ingénieuse et facile à comprendre, et qui serait peut-être d'un très-bon effet si l'on pouvait empêcher l'air de pénétrer sous la cloche d'une façon absolue.

Mais en admettant que l'ajustement de la cloche avec l'arbre soit assez bien fait pour que l'on n'ait pas à craindre les fuites de ce côté, ne peut-il pas se faire que l'agitation de l'eau, par l'effet du mouvement de rotation de cette même cloche, n'en chasse peu à peu l'air, qui se trouverait alors remplacé par l'eau?

C'est une objection que nous nous permettons de soulever, en laissant toutefois aux praticiens le soin d'en apprécier la valeur.

Maintenant que nous avons indiqué quelques-uns des moyens proposés pour disposer la suspension des turbines, nous allons nous occuper des règles propres à en déterminer les dimensions.

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS

L'examen des conditions dans lesquelles se trouve un pivot, en général, permet de reconnaître de suite que le seul effort qu'il ait à subir est celui du poids même de l'axe qu'il termine et des organes qui s'y trouvent montés. Par conséquent, la section d'un pivot, comme corps soumis à un effort d'écrasement, doit varier

nécessairement avec la charge qu'il supporte, et c'est, en effet, ce que l'on observe.

Il a été fait des expériences très-précises tendant à déterminer les efforts, par compression, capables de faire fléchir un solide de métal et même de le faire rompre, et ayant aussi pour but de déterminer le degré de charge auquel on peut le soumettre sans altérer aucunement son élasticité.

Ainsi, pour le fer, on a trouvé qu'une charge de 2500 kilogrammes par centimètre carré pouvait déterminer la rupture, et qu'il convient de ne pas dépasser en pratique le quart environ de cet effort, soit 600 kilogrammes par centimètre carré, pour rester dans des limites donnant une sécurité complète, et tant que la longueur du solide chargé n'excède pas 10 fois son diamètre ou sa dimension transversale minimum.

Mais on peut remarquer que les diamètres que l'on adopte en pratique, pour les pivots, sont bien supérieurs à ce qu'ils seraient si on les calculait dans l'unique considération de cette résistance, et en adoptant cette valeur de résistance par unité de section ; d'autre part, dans les différents cas de l'emploi des pivots, il est facile de reconnaître que leurs sections sont loin d'être proportionnelles, ou, autrement dit, que les uns sont relativement beaucoup plus forts ou beaucoup plus faibles que les autres.

On peut aisément expliquer ces différences en remarquant qu'ils ne tournent pas tous avec une même vitesse, et que, lorsque cette vitesse devient grande, on cherche autant que possible à réduire leur diamètre pour diminuer le travail absorbé par le frottement.

Quant à leur excédant général de dimension, on conçoit que, le mouvement étant une cause d'usure, l'on doive les faire assez forts pour que cette dernière ne soit pas trop rapide. Ajoutons encore que pour les plus petits pivots, la question de résistance à la charge devenant presque nulle, leur diamètre ne s'y trouve aucunement en rapport, et est toujours beaucoup plus fort que leur faible résistance ne semblerait le comporter.

Pour avoir, néanmoins, un point de départ qui puisse aider à déterminer pratiquement le diamètre d'un pivot, on a cherché à établir une règle simple suivant laquelle la résistance moyenne d'un pivot tournant rapidement, soit au moins 50 tours par minute, ne dépasse pas 200 à 250 kilogrammes par centimètre carré de section,

Cette règle comporte une quantité fixe de 5 *millimètres*, qui s'ajoute toujours au résultat direct, pour éviter que les faibles diamètres ne puissent descendre au-dessous d'une certaine valeur voulue par la pratique.

Pivots en fer forgé. — La formule pratique pour déterminer le diamètre d'un pivot en fer, supportant une charge donnée, est alors :

$$d = \sqrt{\frac{P}{2}} + 5 \text{ mill.}$$

dans laquelle,

d représente le diamètre cherché, exprimé en millimètres;

P exprime la charge en kilogrammes.

Cette formule, extrêmement simple, peut se traduire par la règle suivante :

Le diamètre d'un pivot est égal à la racine carrée de la moitié de la charge qu'il supporte, plus 5 millimètres.

Pivots en acier. — Si le pivot devait être en acier, et que l'on voulût le réduire autant que possible, on lui donnerait pour diamètre les 0,6 de la dimension trouvée.

La formule, disposée directement pour ce résultat, peut s'écrire ainsi :

$$d' = \sqrt{0{,}18\,P} + 3 \text{ mill.}$$

Exemples. — Supposons une turbine à pivot supérieur, avec laquelle la charge sur ce pivot, y compris le poids de l'équipage du moteur et de la transmission qu'il porte, et la pression déduite de la composante verticale de l'action du fluide sur les aubes, soit estimée à 8000 kilogrammes.

Quel serait le diamètre du pivot, en le supposant en fer?

La première règle ci-dessus fournit le résultat suivant :

$$d = \sqrt{\frac{8000}{2}} + 5 \text{ mill.} = 68 \text{ mill.}$$

S'il devait être en acier, on trouverait :

$$68 \times 0{,}6 = 41 \text{ mill.}; \text{ ou : } \sqrt{0{,}18 \times 8000} + 3 \text{ mill.} = 41 \text{ mill.}$$

Faisons remarquer que ces proportions supposent, comme nous venons de le dire, un pivot entièrement hors de l'eau et parfaitement lubrifié, attendu que, dans le cas contraire, il pourrait être nécessaire d'adopter un diamètre plus fort, en perdant une partie de l'avantage que présentent les pivots fins par leur moindre résistance passive, mais en évitant l'usure trop rapide d'un pivot qui se trouverait fortement chargé en même temps que difficile à entretenir et à visiter.

Nous prenons pour exemple le pivot de la turbine de M. Fourneyron, auquel cet ingénieur a donné un diamètre relativement plus fort à cause de son agencement particulier et de sa position sous l'eau.

Adoptant d'une manière générale les valeurs que l'on trouve à l'aide des formules ci-dessus, on a calculé la table suivante qui donne les diamètres des pivots en fer et en acier pour des charges variant de 10 à 100000 kilogrammes.

Les limites de cette table sont peut-être un peu plus étendues que les conditions extrêmes de la pratique; mais comme ce n'est pas un inconvénient pour son usage, nous n'hésitons pas à la conserver telle, d'autant plus que, si les plus fortes charges qu'elle indique n'existent pas pour les turbines, c'est au moins un guide pour éviter celles qui nécessiteraient des pivots d'un diamètre exagéré.

D'ailleurs, les formules de résistance pour les matériaux, ainsi que les tables qu'elles permettent de calculer, ne sont et ne doivent être considérées que comme aidant à la détermination des dimensions pratiques définitives.

TABLE

DES DIAMÈTRES EN MILLIMÈTRES DE PIVOTS EN FER ET EN ACIER
POUR DES CHARGES DONNÉES DE 10 A 100 000 KILOGRAMMES.

CHARGES	DIAMÈTRES des pivots		CHARGES.	DIAMÈTRES des pivots		CHARGES.	DIAMÈTRES des pivots	
	en fer.	en acier.		en fer.	en acier.		en fer.	acier.
kil. 10	mill. 7	mill. 4	kil. 1500	mill. 33	mill. 19	kil. 23000	mill. 112	mill. 67
20	8	5	2000	37.5	22	24000	114	68
30	9	5.5	2500	30	23	25000	116	69
40	9.5	6.5	3000	44	26	26000	119	71
50	10	6	3500	46	27	27000	121	72
60	10.5	6	4000	48	29	28000	123	73
70	11	6.5	4500	52	31	29000	125	75
80	11.5	7	5000	55	33	30000	127	76
100	12	7	5500	58	35	32000	131	79
125	13	8	6000	60	36	34000	135	81
150	14	8	6500	62	37	36000	139	83
175	14.5	8.5	7000	64	39	38000	143	85
200	15	9	7500	66	39.5	40000	146	87
250	16	9.5	8000	69	41	42000	150	90
300	17	10	9000	73	43	44000	153	91
350	18	11	10000	76	46	46000	156	93
400	19	11.5	11000	79	47	48000	160	96
450	20	12	12000	82	49	50000	163	98
500	21	12.5	13000	85	51	55000	170	102
600	22	13	14000	88	53	60000	178	106
700	24	14	15000	91	54.5	65000	185	111
800	25	15	16000	94	56	70000	192	115
900	26	15.5	17000	97	58	75000	199	119
1000	27	16	18000	99.5	59	80000	205	123
1100	28	17	19000	102	60	85000	211	126
1200	29	17.5	20000	105	63	90000	217	130
1300	30	18	21000	107	64	95000	223	134
1400	31	19	22000	109	65	100000	229	137

La simplicité de cette table nous dispense d'en expliquer l'usage; nous ferons remarquer seulement que la colonne des charges correspond à deux autres en regard qui contiennent les diamètres cherchés des pivots en fer et en acier.

Remarque. — En fixant le diamètre d'un pivot relativement à la charge qu'il

supporte, nous n'avons aucunement considéré la longueur qu'il doit avoir, attendu que celle-ci est toujours assez faible pour être négligée, quant à son influence sur l'action de la charge. On sait, en effet, que les corps soumis à ce genre d'effort doivent atteindre une longueur d'au moins dix fois le diamètre, pour que cette longueur oblige à modifier le coefficient de résistance; or, les pivots ne dépassent jamais trois à quatre fois leur diamètre, au maximum.

Par conséquent, il suffira de faire remarquer que cette longueur n'est, le plus ordinairement, que le double ou le triple du diamètre, et qu'elle a souvent beaucoup moins.

TRAVAIL ABSORBÉ PAR LE FROTTEMENT DES PIVOTS

RÈGLE PRATIQUE ET TABLE

Ayant cherché à faire ressortir l'importance qu'il peut y avoir à réduire le diamètre d'un pivot qui tourne rapidement, afin de diminuer la quantité de travai qu'il absorbe par son frottement; il est utile de faire connaître les moyens que l'on peut employer pour évaluer cette résistance passive.

La méthode de détermination du frottement d'un pivot et du travail qu'il absorbe est complétement identique à celle qui convient aux tourillons disposés horizontalement, si ce n'est, toutefois, que, pour le pivot, la figure circulaire de la surface frottante s'oppose à l'évaluation directe d'une vitesse unique, qui puisse servir à calculer le chemin parcouru par la charge.

Dans tous les cas, la quantité de travail absorbée par un axe tournant étant toujours égale au produit de la charge par le coefficient de frottement, multiplié par la vitesse linéaire de la surface frottante, M. Morin indique qu'il convient d'adopter, pour un pivot, les 2/3 de la vitesse par 1″, qu'il possède à sa circonférence, pour celle qui doit entrer, comme élément, dans le calcul du travail absorbé par le frottement.

Par conséquent, appelant,

P la charge supportée par le pivot, en kilogrammes;
n le nombre de révolutions du pivot par minute;
d le diamètre du pivot, exprimé en mètres;
f le coefficient de frottement, qui varie d'après l'état des surfaces en contact, et que l'on peut supposer moyennement égal à 0,075 pour les tourillons en fer sur coussinets en bronze ou en fonte, avec un graissage bien entretenu;
K la quantité de travail absorbée par 1″, exprimée en kilogrammètres,

la formule pratique devient :

$$K = \frac{2}{3} \times \frac{\pi d n}{60} \times f P = 0{,}0349\, d n f P,$$

ce qui revient à la règle suivante :

La quantité de travail absorbée par le frottement d'un pivot est égale :

Au produit des 2/3 de la vitesse par 1″ à la circonférence du pivot, multiplié par la charge en kilogrammes et par le coefficient de frottement.

Exemple. — Quelle quantité de travail absorbe le pivot d'une turbine dans les conditions suivantes :

Diamètre du pivot. . . . . d = 0m07
Charge. . . . . P = 8000 kil.
Vitesse de rotation par 1′. . . . . n = 120 tours.

En opérant à l'aide de la règle précédente et avec les conditions proposées, on trouve :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}07 \times 120 \times 0{,}075 \times 8000 = 176 \text{ kilogrammètres},$$

soit, en chevaux,

$$\frac{176}{75} = 2^{ch.}34.$$

Ce résultat permet de faire apprécier combien il est important de bien entretenir un pivot et d'en diminuer le diamètre autant que possible, puisque ces deux conditions influent sur la quantité de travail qui se trouve consommée par le frottement.

En résumé, la quantité de travail absorbée par le frottement est exactement proportionnelle à tous les éléments qui entrent dans le calcul de son estimation, c'est-à-dire à la charge, au diamètre, à la vitesse de rotation et au coefficient de frottement.

Il devient facile, par conséquent, d'évaluer ce que l'on aurait perdu, si, dans le premier exemple, le pivot avait été plus fort, qu'il eût eu 80 millimètres, par exemple. Il suffirait de multiplier le résultat trouvé plus haut par le rapport des diamètres, pour avoir la quantité de travail consommée avec le plus gros pivot;

$$\text{soit : } 176 \times \frac{80}{70} = 201 ;$$

différence en plus : 201 — 176 = 25 kilogrammètres.

Supposons encore que l'on ait donné à un pivot en fer devant supporter une charge de 10,000 kilog., avec une vitesse de 50 révolutions par minute, un diamètre de 0,15, au lieu de 0m 10, et qu'il soit dans un médiocre état d'entretien, au lieu d'être parfaitement graissé, auquel cas le coefficient f égale 0,10 au lieu de 0,07 à 0,08;
on aurait :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}15 \times 50 \times 0{,}10 \times 10000 = 261{,}75 \text{ kilogrammètres},$$

tandis que l'on aurait seulement :

$$K = 0{,}0349 \times 0{,}10 \times 50 \times 0{,}07 \times 10000 = 122{,}15 \text{ kilogrammètres},$$

c'est-à-dire moins que la moitié de la force absorbée avec le diamètre de $0^{m}15$ et un entretien négligé.

Il est donc très-important de ne donner aux pivots que les dimensions suffisantes pour résister convenablement à l'écrasement et à l'usure, comme aussi de les entretenir en bon état de graissage pour ne pas s'échauffer par une forte pression sur un diamètre trop petit.

Afin de simplifier le calcul de la recherche du travail absorbé par les pivots, nous donnons la table suivante, pour la confection de laquelle nous avons pris, comme base, une unité fixe qui est la quantité de travail absorbée par le frottement d'un pivot de 10 mill. de diamètre, tournant avec une vitesse de 100 révolutions par minute et supportant une charge de 100 kilogrammes ou de 1 quintal métrique.

Cette valeur étant égale à 0,262 kilogrammètre, a été multipliée successivement par tous les diamètres et les vitesses différentes, de 10 à 200 mill. et de 50 à 400 tours.

Nous avons cru convenable d'adopter le coefficient moyen de frottement entre 0,07 et 0,08, soit par conséquent 0,075, attendu qu'en pratique on est moins souvent près du meilleur état d'entretien que d'un état seulement suffisant.

Usage de la table. — La simplicité de cette table pourrait nous dispenser de donner des exemples de son usage; nous le ferons, néanmoins, pour qu'il ne reste aucun doute à cet égard.

Premier exemple. — Soit donné de déterminer le travail absorbé par 1″ par un pivot de 60 millimètres de diamètre, faisant 50 tours par minute, et portant une charge de 6000 kil.

La table donne dans la deuxième colonne de gauche, et en regard du diamètre 60,

0,786, correspondant à la charge fixe de 1 quintal;

par conséquent, la charge donnée étant 6000 kil. ou 60 quintaux,

la quantité de travail cherchée est égale à

$$0,786 \times 60 = 47,16 \text{ kilogrammètres.}$$

Deuxième exemple. — Si la vitesse de rotation proposée ne se trouvait pas dans la table, voici le procédé qu'il y aurait à suivre.

Proposons-nous de résoudre le même problème pour un pivot de 45 mill., supportant une charge de 3000 kil. ou 30 quintaux, et dont la vitesse de rotation est égale à 95 révolutions par minute.

Il suffira de prendre dans la table la valeur inscrite dans la colonne représentant 100 tours, en regard du diamètre proposé, puis multiplier cette valeur par la charge et la vitesse données, et diviser le produit par 100.

On trouverait ainsi :

$$\frac{1,179 \times 30 \times 95}{100} = 33,6 \text{ kilogrammètres.}$$



TABLE

DONNANT LE TRAVAIL ABSORBÉ PAR LE FROTTEMENT DES PIVOTS DANS L'HYPOTHÈSE D'UNE CHARGE CONSTANTE DE 100 KILOGRAMMES, OU D'UN QUINTAL MÉTRIQUE, EN ADMETTANT UN COEFFICIENT DE FROTTEMENT DE 0.075.

DIAMÈTRE des pivots	NOMBRE DE RÉVOLUTIONS DE L'ARBRE PAR MINUTE.							
	50	75	100	150	200	250	300	400
millim.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.	kilogr.mèt.
10	0.131	0.196	0.262	0.393	0.524	0.655	0.786	1.048
11	0.144	0.216	0.288	0.432	0.576	0.720	0.864	1.152
12	0.157	0.236	0.314	0.472	0.628	0.786	0.943	1.256
13	0.170	0.255	0.341	0.511	0.681	0.851	1.022	1.362
14	0.183	0.275	0.367	0.550	0.734	0.917	1.100	1.467
15	0.196	0.295	0.393	0.589	0.786	0.982	1.179	1.571
16	0.210	0.314	0.419	0.629	0.838	1.048	1.257	1.676
17	0.223	0.334	0.445	0.668	0.891	1.113	1.336	1.780
18	0.236	0.354	0.472	0.707	0.942	1.178	1.414	1.885
19	0.248	0.373	0.498	0.747	0.996	1.244	1.493	1.990
20	0.262	0.393	0.524	0.786	1.048	1.310	1.571	2.096
22	0.288	0.432	0.576	0.865	1.153	1.441	1.729	2.305
24	0.314	0.472	0.629	0.943	1.258	1.572	1.886	2.513
25	0.327	0.491	0.655	0.982	1.310	1.637	1.963	2.620
26	0.341	0.511	0.681	1.022	1.362	1.703	2.041	2.724
28	0.367	0.550	0.734	1.100	1.467	1.834	2.206	2.934
30	0.393	0.589	0.786	1.179	1.572	1.965	2.358	3.144
35	0.458	0.688	0.917	1.375	1.834	2.292	2.751	3.668
40	0.524	0.786	1.048	1.572	2.096	2.620	3.144	4.192
45	0.589	0.884	1.178	1.768	2.358	2.947	3.537	4.716
50	0.655	0.982	1.310	1.965	2.620	3.275	3.930	5.240
55	0.720	1.081	1.441	2.161	2.882	3.602	4.323	5.764
60	0.786	1.178	1.572	2.358	3.141	3.930	4.716	6.288
65	0.851	1.277	1.703	2.554	3.406	4.257	5.109	6.818
70	0.917	1.378	1.834	2.751	3.668	4.583	5.503	7.336
75	0.982	1.474	1.965	2.947	3.930	4.912	5.895	7.860
80	1.048	1.572	2.096	3.144	4.192	5.240	6.288	8.384
85	1.113	1.670	2.227	3.340	4.454	5.567	6.684	8.908
90	1.179	1.768	2.358	3.537	4.716	5.898	7.074	9.432
95	1.244	1.867	2.489	3.733	4.976	6.222	7.467	9.956
100	1.310	1.965	2.620	3.930	5.240	6.550	7.860	10.480
110	1.441	2.161	2.882	4.323	5.764	7.205	8.646	11.529
120	1.572	2.358	3.144	4.716	6.288	7.860	9.432	12.576
130	1.703	2.554	3.406	5.109	6.810	8.518	10.216	13.624
140	1.834	2.751	3.668	5.502	7.336	9.170	11.004	14.678
150	1.965	2.947	3.930	5.895	7.860	9.825	11.790	15.720
160	2.096	3.144	4.192	6.288	8.384	10.480	12.576	16.768
170	2.227	3.340	4.454	6.674	8.908	11.135	13.363	17.816
180	2.358	3.537	4.716	7.074	9.432	11.790	14.148	18.864
190	2.489	3.733	4.978	7.467	9.956	12.445	14.934	19.912
200	2.620	3.930	5.240	7.860	10.480	13.100	15.720	20.961

CONCLUSION

En terminant ce *Traité des Moteurs hydrauliques*, nous croyons utile de rappeler, en quelques mots, sous quel point de vue nous l'avons entrepris, quel est le but que nous nous sommes proposé d'atteindre.

Comprenant combien il importe, dans l'industrie, d'économiser le temps, de faciliter les recherches, d'éviter les calculs, nous avons voulu servir d'intermédiaire, pour ainsi dire, entre la science et la pratique, en puisant dans les théories exposées par les savants toutes les notions, toutes les règles qui peuvent être nécessaires aux praticiens, et en les traduisant, en quelque sorte, en une langue familière au plus grand nombre.

Constamment en contact avec les industriels, avec les mécaniciens, nous avons pu connaître leurs besoins, et nous convaincre combien ils sont désireux, en général, de se mettre à la hauteur des progrès de la mécanique.

Mais nous avons pu reconnaître également qu'étant absorbés par les affaires, par les projets de toute espèce, par une surveillance active et constante dans les ateliers, ils ne peuvent que bien rarement consacrer quelques instants au travail du cabinet; ils ne sont donc pas, pour la plupart, au courant des ouvrages scientifiques, qui exigent beaucoup d'études et des connaissances plus ou moins étendues en mathématiques.

D'ailleurs, le constructeur, ingénieur de mérite, qui possède toute la science nécessaire, n'est pas toujours à même d'en faire usage, à cause de l'exigence des travaux et surtout de la célérité qu'il faut y apporter. Lors même que l'on sait bien, que l'on opère rapidement, on aime encore mieux, généralement, trouver des opérations toutes faites; on en est plus certain, et on n'est pas obligé d'en vérifier l'exactitude.

C'est pourquoi nous ne nous sommes pas seulement attaché à simplifier autant que possible les formules et les règles indiquées par le calcul des récepteurs hydrauliques, mais encore à les accompagner de tables qui permettent d'obtenir, dans chaque cas, les résultats que l'on peut désirer sans peine, sans fatigue et avec une grande promptitude.

Enfin, si notre travail n'atteint pas les régions élevées de la science, nous avons au moins l'assurance qu'il sera compris de tout le monde, aussi bien de l'ouvrier que du contre-maître, de l'homme du monde que du chef d'atelier.

Tous les exemples que nous avons donnés ont été choisis dans la pratique même;

parmi les moteurs exécutés, fonctionnant, qui produisent les résultats constatés, et les dessins qui accompagnent nos descriptions techniques doivent être regardés comme ayant toute la rigueur, toute la précision désirable, et servir de véritables modèles qu'on pourra imiter avec sécurité.

Disons que ce n'est pas seulement le constructeur, le mécanicien, le charpentier chargés d'exécuter des moteurs hydrauliques que cet ouvrage peut intéresser, c'est encore le manufacturier ou le fabricant, ce sont les chefs d'usine, qui, tous les jours, sont appelés à voir si le moteur qu'ils possèdent est en bon état, s'il ne doit pas être modifié ou perfectionné, ou bien remplacé complétement par un autre système donnant de plus grands avantages. Il leur suffira, pour cela, de consulter ce traité pratique qui, en évitant les calculs laborieux et compliqués, permet de faire sans difficulté les appréciations les plus exactes.

FIN DES MOTEURS HYDRAULIQUES

ERRATA

Page	3,	ligne	4,	en montant,	au lieu de	*rouve*	lisez	*trouve.*
»	12	»	21,	en descendant,	»	*kilogrammètres*	»	*kilogrammes.*
»	55	»	20	»	»	$H' = \frac{v^2}{2g}$	»	$H' = \frac{V^2}{2g}$.
»	57			en titre,	»	CHAPITRE II	»	CHAPITRE III.
»	108	»	43,	en descendant,	»	*lageur*	»	*largeur.*
»	191	»	16	»	»	3,061	»	3^m 96.
»	212	»	45	»	»	*une composante*	»	*la résultante.*

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

NOTIONS PRÉLIMINAIRES DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE A L'HYDRAULIQUE

(PLANCHE 1)

CHAPITRE II

ÉTABLISSEMENT DES MOTEURS HYDRAULIQUES

CHAPITRE III

CONSTRUCTION DES MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHES 2, 3, 4 ET 5)

CHAPITRE IV

ROUES HYDRAULIQUES A AUGETS RECEVANT L'EAU EN DESSUS

(PLANCHES 5, 7, 8, 9, 10, 11 ET 12)

CHAPITRE V

ROUES A AUGETS DE CÔTÉ RECEVANT L'EAU AU-DESSOUS DE LEUR SOMMET

(PLANCHE 13)

CHAPITRE VI

DIMENSIONS DES TOURILLONS, DES ARBRES ET DES BRAS DES ROUES HYDRAULIQUES

CHAPITRE VII

DES TURBINES OU ROUES HORIZONTALES

CHAPITRE VIII

TURBINES CENTRIFUGES, DITES TURBINES FOURNEYRON

(PLANCHES 14 ET 15)

CHAPITRE IX

TURBINES EN DESSUS, DITES TURBINES FONTAINE

(PLANCHES 16, 17 ET 18)

CHAPITRE X

TURBINES EN DESSUS, DITE TURBINE JONVAL-KŒCHLIN

(PLANCHE 18)

CHAPITRE XI

COMPLÉMENT DES RÈGLES ET DONNÉES PRATIQUES POUR LA CONSTRUCTION DES TURBINES HYDRAULIQUES

CHAPITRE XII

TURBINES HYDRAULIQUES DE DIVERS SYSTÈMES

(PLANCHE 20.)

CHAPITRE XIII

RÉGULATEURS DE VITESSE APPLIQUÉS AUX MOTEURS HYDRAULIQUES

(PLANCHE 21)

CHAPITRE XIV

INSTRUCTION PRATIQUE RELATIVE A L'EMPLOI DU FREIN DYNAMOMÉTRIQUE DANS LES EXPÉRIENCES SUR LES MOTEURS

CHAPITRE XV

DÉTERMINATION DU DIAMÈTRE DES PIVOTS,
PUISSANCE QU'ILS ABSORBENT PAR LE FROTTEMENT.

FIN DE LA TABLE.

PARIS. — IMPRIMERIE DE J. CLAYE, RUE SAINT-BENOÎT, 7.




Digitized by Google